



Guilherme Pedro de Pina Duarte

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Estudo numérico e experimental do desempenho de atenuadores acústicos dissipativos de unidades de tratamento de ar

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde, Prof. Auxiliar da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa

Coorientador: Eng.º Rui Pedro Tomás dos Santos, Diretor Técnico da Sandometal – Metalomecânica e Ar Condicionado S.A.

Júri:

Presidente:	Prof. Dr. José Fernando de Almeida Dias
Arguente:	Prof. Dr. Eric Lionel Didier
Arguente:	Prof. Dr. João José Lopes Carvalho
Vogal:	Prof. Dr. José Manuel Paixão Conde



FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

Março, 2016

Estudo numérico e experimental do desempenho de atenuadores acústicos dissipativos de unidades de tratamento de ar

Copyright © Guilherme Pedro de Pina Duarte, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade Nova de Lisboa, 2016

Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade Nova de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.

Resumo

As Unidades de Tratamento de Ar (UTA), responsáveis pela climatização de espaços interiores, aplicam o conceito de centralização de processos ao tratamento de ar ao controle da sua qualidade. Inerente ao processo, está a emissão de um espectro sonoro ruidoso contínuo, que a médio e longo prazo se torna prejudicial aos seus recetores. Normalmente instalada perto da fonte sonora, a secção de tratamento acústico recorre a atenuadores passivos para reduzir a intensidade do espectro, de forma a minimizar os seus efeitos. Este processo, promove inevitavelmente uma perda de carga no escoamento, devido à interação do mesmo com a secção. Na presente dissertação desenvolve-se um estudo em torno desta problemática e escolhem-se os atenuadores dissipativos de perfil retangular como base de um projeto de otimização energética e de compreensão do fenómeno de atenuação acústico que lhe está associado.

A abordagem à componente acústica dos atenuadores, assentará no estudo teórico do fenómeno de propagação sonora, i.e. no desenvolvimento analítico da equação de onda para a secção analisada, na caracterização da técnica de atenuação intrínseca ao material fibroso e na apresentação de um modelo empírico de previsão das propriedades do mesmo. Em seguida, de modo a caracterizar a perda inerente à inserção da secção analisada, são apresentados e comparados modelos empíricos de previsão acústica, baseados em gráficos de desempenho da constante de atenuação normalizada associada aos atenuadores dissipativos.

A otimização energética da secção tem por objetivo a redução do valor de perda de carga efetiva na secção analisada. Para isso, recorre-se a um modelo experimental instalado numa UTA típica, como forma de o avaliar e quantificar na secção. A base experimental obtida, é posteriormente utilizada como termo de comparação para o desenvolvimento e afinação de um modelo numérico na área da mecânica dos fluidos computacional. Pretende-se que o mesmo, seja capaz de simular a interação entre o escoamento induzido pela UTA e a secção de atenuação acústica.

A segunda etapa da componente energética, baseia-se na análise e compreensão do fenómeno de interação entre a geometria dos atenuadores e o escoamento com base no modelo numérico. O modelo desenvolvido é depois utilizado como ferramenta de otimização para a componente aerodinâmica, identificando zonas desfavoráveis ao escoamento, onde seja possível atuar por forma a reduzir a perda de carga medida. Por último, recorre-se novamente ao modelo experimental e validam-se as geometrias sugeridas pelo modelo numérico, comparam-se resultados e apresentam-se conclusões acerca do alcance da metodologia de otimização adotada.

Palavras-Chave

Atenuadores Dissipativos; UTA; Propagação de ondas sonoras; Constante de atenuação normalizada; Otimização Aerodinâmica; Mecânica dos Fluidos Computacional; Ensaio experimental em UTA

Abstract

Air Handling Units, which are responsible for the air conditioning of interior rooms, apply the concept of centralized processes to air treatment and air quality control. Associated to this process, a continuous loud sound spectrum is produced. This has adverse effects on its receiver in the medium and long term. Typically installed near the sound source, the sound processing section uses passive attenuators to reduce the intensity of the sound spectrum and thus minimize its effects. This process inevitably causes a pressure drop, due to the interaction between the latter and the sound processing section. This dissertation presents and discusses a study on this issue and selects dissipative silencers of rectangular profile as the basis for an energy optimization project and for understanding the acoustic attenuation phenomenon associated to it.

The approach to the acoustic component of silencers will build upon the theoretical study of the sound propagation phenomenon, i.e. on the analytical development of the wave equation for the section analyzed, on the characterization of the attenuation technique associated to the porous material, and on the presentation of an empirical model to predict its properties. Next, several empirical models for acoustic prediction are presented and compared, using graphs representing the performance of the normalized attenuation coefficient of dissipative silencers, so that loss due to the inclusion of the analyzed section can be characterized

The energy optimization of the section aims at reducing the measured pressure drop value when an intrinsic aerodynamic component of silencers is used. To do so, an experimental model installed in a typical AHU is used to assess and quantify the effective charge loss in the section. The experimental data obtained is then used as a benchmark for the development and setting of a numerical model in the domain of computational fluid dynamics. Our goal is that this model is able to represent the phenomenon and simulate the interaction between the flow induced by the AHU and the acoustic attenuation section.

The second stage of the energy component, according to the numerical model, builds on the analysis and understanding of the interaction between the geometry of the attenuators and the flow. The model put forth is then used as a tool for optimizing the aerodynamics component, via the identification of unfavorable regions where actions can be taken to reduce the loss of measured load. Finally, the experimental model is used again and the geometries suggested by the numerical model validated. Results are compared and conclusions on the scope of the optimization methodology adopted formulated.

Key words

Dissipative Silencers; AHU; Sound wave propagation; Normalized attenuation coefficient; Aerodynamics optimization; Computational Fluid Dynamics; AHU experimental analysis

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de expressar a minha gratidão à empresa Sandometal e aos seus colaboradores, pela oportunidade, disponibilidade, recursos e tempo investido para que de alguma forma, o resultado final e o sucesso deste projeto fosse alcançado. Na ausência do seu precioso contributo, toda a vertente experimental e conhecimento dela decorrente não seriam possíveis e os contornos da dissertação seriam exclusivamente teóricos.

Ao meu co-orientador, Engenheiro Rui Santos, diretor técnico da Sandometal e grande impulsionador de toda a componente experimental da presente dissertação. Agradeço-lhe a oportunidade, o acompanhamento, conhecimento partilhado, o entusiasmo e dinâmica demonstradas e, principalmente, o tempo dispendido ao longo de todo o desenvolvimento do trabalho.

Ao Professor José Conde, por ter aceite prontamente o convite para me orientar, pela experiência partilhada e pelo auxílio na definição do foco dos objetivos para o sucesso do estudo realizado.

À Professora Helena Navas, pelo contacto estabelecido com a empresa parceira neste projeto, pelo encaminhamento e vontade demonstrada para que todo o estudo fosse possível.

Um agradecimento especial à família e amigos que, ao longo de todo o meu percurso académico, contribuíram de alguma forma para o trabalho aqui realizado. Agradeço em especial à minha Mãe, Pai, Irmãos e primos Gonçalo e Sara, pela persistência, paciência, motivação e auxílio em diferentes alturas e que contribuíram para o sucesso e conclusão desta etapa.

Ao Amigo e mestre António Reis, pelo auxílio na compreensão da metodologia envolvida na ferramenta computacional utilizada, bem como, pelos conselhos e sugestões dados ao longo do trabalho.

Por último, mas não menos importante, quero agradecer à minha namorada, pela motivação, paciência e apoio incondicional nos momentos menos bons, que me ajudaram sempre a manter o rumo certo para que o sucesso desta etapa fosse possível.

Acknowledgments

First of all, I would like to express my gratitude to Sandometal and its collaborators, for the opportunity they gave me, for the availability, resources and time they put into this project, crucially contributing to the final results obtained and to its successful conclusion. If it were not for this contribution, the experimental aspects of this project, as well as all the knowledge gained from them, would not have been possible and the work presented here would have been an exclusively theoretical dissertation.

To my co-supervisor, Engineer Rui Santos, CTO at Sandometal and main promotor of the experiments reported in this dissertation. I thank him for the opportunity, for the supervision, for all the knowledge he shared, for his enthusiasm and energy, and, above all, for the time he put into to this work throughout its different stages.

To Professor José Conde, for promptly accepting to supervise this project, for his knowledgeable experience and for all his help on focusing the goals of my work, a fundamental contribution to the success of the study developed.

To Professor Helena Navas, for contacting and establishing the partnership with the company that hosted this project, for the guidance and will demonstrated and which made the study presented here possible.

A special thanks to my family and friends who have contributed in different ways and throughout all my academic path to the accomplishment of the work I now present. I specially wish to thank my Mother, my Father, my Brother and Sister, and my cousins Gonçalo and Sara, for the persistence, patience, motivation and help they offered me at different stages of my path and which contributed to the success and achievement of this phase.

To my Friend and master Ant3nio Reis, for the help in understanding the method behind the computational tool used, as well as for his advice and suggestions throughout this work.

And last, but not least, I wish to thank my girlfriend, for the motivation, patience and unlimited support in harder moments, which help me to keep the right course that made possible the successful completion of this stage.

Índice

Resumo	v
Palavras-Chave	v
Abstract	vii
Key words	vii
Agradecimentos	ix
Acknowledgments	xi
1. INTRODUÇÃO	1
<hr/>	
1.1 Parcela energética	2
1.2 Objetivos	5
1.3 A Empresa.....	8
1.4 Metodologia e abordagem.....	9
1.4.1 Ferramentas computacionais.....	11
2. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	13
<hr/>	
2.1 Unidades de Tratamento de Ar.....	15
2.1.1 Componentes.....	18
2.1.2 Ventiladores	25
2.1.3 Atenuadores Acústicos - Septos.....	27
2.2 Componente Acústica.....	35
2.2.1 Fenómeno de propagação acústica.....	40
2.2.2 Absorção acústica – Lã mineral	46
2.2.2.1 Modelo empírico de caracterização das propriedades acústicas do material.....	49
2.2.3 Equação de Onda	55
2.2.4 Previsão da componente acústica.....	63
2.2.4.1 Modelos empíricos: Previsão da constante de atenuação.....	68
2.2.4.2 Aplicação de método empírico de previsão da constante de atenuação.....	75
2.3 Componente Aerodinâmica.....	88
2.3.1 Perda de carga em atenuadores dissipativos	89

2.3.2	Escoamento turbulento.....	91
2.3.2.1	Análise dimensional de parede.....	93
2.3.2.2	Difusor.....	95
2.3.3	Ventilador centrífugo.....	97
3.	MODELO EXPERIMENTAL	101
3.1	Unidade de ensaio.....	101
3.1.1	Equipamento de medição.....	108
3.2	Metodologia experimental.....	109
3.2.1	Medição da perda de carga nos atenuadores.....	112
3.2.2	Código de referência para os atenuadores.....	114
3.3	Resultados experimentais.....	115
4.	MODELO NUMÉRICO	121
4.1	Flow Simulation.....	121
4.1.1	Modelo de turbulência <i>k-Epsilon</i> (<i>k-ε</i>) modificado.....	125
4.1.2	Modelo de parede - <i>Two-Scale Wall Functions</i> (2SWF)	126
4.1.3	Referencial não inercial	129
4.1.4	Topologia da malha.....	130
4.1.5	Condições fronteira.....	135
4.2	Metodologia numérica.....	137
4.2.1	Modelo bidimensional	140
4.2.1.1	Resultados do modelo numérico bidimensional.....	152
4.2.2	Modelo tridimensional	155
4.2.3	Modelo rotacional	160
5.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES DE CONTINUIDADE	169
5.1	Acústica.....	169
5.2	Aerodinâmica	171
5.3	Proposta de trabalho futuro	173
6.	BIBLIOGRAFIA	179

Anexo A - Complemento à Previsão Acústica	I
Anexo B – Relatório <i>Flow Simulation</i>	VIII

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Consumo de energias primárias e emissões de CO ₂ desde 1970 (IEA, 2014).	2
Figura 1.2 – Consumo energético para os quatro setores principais nos países membros da OCDE (IEA, 2014).	3
Figura 1.3 - Consumo energético no subsector dos edifícios comerciais e de serviços públicos (IEA, 2010, pp. 322, 360, 2013, p. 109).	3
Figura 1.4 - Consumo energético no subsector residencial (IEA, 2010, pp. 322, 360, 2013, p. 109).	4
Figura 1.5 – Logótipo da Empresa Santometal (Sandometal, 2015).	8
Figura 1.6 – Otimização do modelo integrado com abordagem CFD (RWTH AACHEN, 2015).	12
Figura 2.1 – Módulo da UTA utilizada, com destaque para a secção de filtros à esquerda e o ventilador (componente) à direita (adaptado do SAHS).	16
Figura 2.2 – Exemplo de uma Unidade de Tratamento de Ar comum (adaptado de Wang, 2000).	17
Figura 2.3 – Compartimento de mistura com cruzamento de linhas de corrente a 90° (Wang, 2000).	18
Figura 2.4 – Registo de admissão de lâminas múltiplas opostas de perfil retangular (à esquerda) e registo de insuflação de apenas uma lâmina de perfil circular (à direita) (adaptado de Wang, 2000).	19
Figura 2.5 – Primeiro (à esquerda) e segundo (à direita) estágio de filtros semelhantes aos utilizados na UTA ensaiada (Wang, 2000).	20
Figura 2.6 – Bateria de arrefecimento a água, semelhante à presente na UTA ensaiada (Wang, 2000).	21
Figura 2.7 – Trajetória de partículas para uma $U = 2,5\text{m/s}$ de entrada e diâmetro de gota igual a $15\mu\text{m}$ (adaptado de Zamora, Kaiser, Lucas, & Ruiz, 2011).	22
Figura 2.8 – Processo de separação de gotas durante a interação entre o escoamento e o separador.	23
Figura 2.9 – Troço de conduta de perfil retangular semelhante ao utilizado durante o ensaio experimental (Wang, 2000).	24
Figura 2.10 – Recuperador de calor estático de placas (Wang, 2000).	24
Figura 2.11 – Exemplos atuais de ventiladores do tipo centrífugo e axial (Cory, 2005).	25
Figura 2.12 – Curva de variação da FTP e da FSP ao longo de um sistema AVAC (ASHRAE, 2009).	26
Figura 2.13 – Curva característica de desempenho de um ventilador a velocidade de rotação fixa (AMCA, 2007).	27
Figura 2.14 – Configurações de atenuadores acústicos instalados estrategicamente ao longo do sistema de distribuição (ASHRAE, 2007).	29
Figura 2.15 – Representação esquemática da técnica utilizada pelos atenuadores dissipativos.	29
Figura 2.16 – Secção de atenuação acústica com recurso a atenuadores dissipativos com destaque às componentes em referência: 1 – Geométrica; 2 – Mecânica; 3 – Acústica; 4 – Aerodinâmica (adaptado de Pottorff, p. 4).	31

Figura 2.17 – IL alcançado com e sem recurso a atenuação acústica durante um processo industrial (Müller & Möser, 2013).....	33
Figura 2.18 – Efeito do escoamento no IL da secção para velocidades de Mach = 0, 0,15 e 0,3, com o sentido do escoamento concordante ao da propagação representado pelo sinal + (a) e o inverso pelo o sinal – (b) (Vér & Beranek, 2006).....	34
Figura 2.19 – Cálculo do fator de translação, para sentidos concordantes (a) e opostos (b) entre escoamento e propagação sonora (Vér & Beranek, 2006, p. 331).....	35
Figura 2.20 – Variação da pressão acústica relativa à atmosférica (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 23)....	35
Figura 2.21 - Relação entre comprimento de onda e respetiva gama de frequência para condições padrão (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 24).	36
Figura 2.22 – Gama de frequência audível por um ser humano comum (Mateus, 2008).....	36
Figura 2.23 – Curvas de correção normalizadas – A, B e C (Bies & Hansen, 2009, p. 109).	37
Figura 2.24 – Curvas de critério de ruído (NC) (Bies & Hansen, 2009, p. 171).	39
Figura 2.25 – Amostra espectral em função da variação da pressão sonora aleatória no tempo e o respetivo espectro em bandas de frequência (Bies & Hansen, 2009, p. 42).....	39
Figura 2.26 – Volume de controle infinitesimal, $dV = dx.dy.dz$ (White, 1994).....	41
Figura 2.27 – Analogia entre frequência angular e frequência espacial (Fahy & Gardonio, 2007, p. 6).	43
Figura 2.28 – Resposta harmónica no plano complexo (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 26; e de Long, 2006, p. 46).	44
Figura 2.29 – Fenómenos resultantes da interação entre uma onda de pressão sonora e o absorsor acústico, com perdas viscosas entre os canais de ar (a) e perdas por fricção devido à interação entre os filamentos fibrosos (b) (Malcolm, 2007, p. 697).....	47
Figura 2.30 – Coeficiente de absorção e qualificação do seu desempenho – através do critério de redução de ruído (NRC) - para três diferentes espessuras do mesmo material fibroso (Malcolm, 2007).....	47
Figura 2.31 – Resistividade de fluxo em função da densidade do material e diâmetro de fibra (μm) (Bies & Hansen, 2009).	48
Figura 2.32 - Desempenho do coeficiente de absorção acústico em diferentes densidades de lã rocha ($0,5\text{ m} < \Delta x < 1\text{ m}$), em função da frequência incidente (Vér & Beranek, 2006, p. 240).	50
Figura 2.33 - Variação do coeficiente de atenuação acústica para diferentes materiais de lã rocha ($0,5\text{ m} < \Delta x < 1\text{ m}$), em função da frequência com variação do parâmetro adimensional E (Vér & Beranek, 2006, p. 240).	51
Figura 2.34 – Constante de atenuação (D_h) em função da frequência, com variação de temperatura no ambiente de propagação (F. P. Mechel, 2008, p. 741).	52
Figura 2.35 – Atenuação do fenómeno de propagação acústica tridimensional, com declínio exponencial imposta pelo expoente de atenuação α_m	61
Figura 2.36 – Modelo numérico de SPL para a frequência de 1500 Hz num atenuador dissipativo (Kirby, 2005).	62

Figura 2.37 – Secção acústica de referência para caracterização do modelo teórico.	63
Figura 2.38 – Espectro sonoro medido à saída de uma secção acústica, para avaliar a regeneração de ruído em função da velocidade do escoamento a montante da secção (Su, 2011).	64
Figura 2.39 – Desenvolvimento SPL por distância percorrida no septo (Vér & Beranek, 2006).	65
Figura 2.40 – Fenómeno de difração acústica em baixas frequências (a) e altas frequências (b).	66
Figura 2.41 – Coeficiente de redução acústica, na entrada de uma secção de atenuadores dissipativos, sob incidência de um campo sonoro semi-reverberante (Vér & Beranek, 2006, p. 314).	66
Figura 2.42 – Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento, normalizada pela meia distância entre septos, numa secção de conduta revestida (Bogdanovic, 2014; Embleton, 1971).	69
Figura 2.43 – Configurações de modelo equivalente na primeira e segunda linha respetivamente, com igual desempenho para o modelo de Ingard (Ingard, 2010).	70
Figura 2.44 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção de conduta revestida para uma relação de área livre de 0,3 (Ingard, 2010, p. 262).	70
Figura 2.45 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, com absorber bulk-reacting sem proteção adicional (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 483).	71
Figura 2.46 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção com uma relação adimensional geométrica $d/h=2$ (Vér & Beranek, 2006, p. 319).	72
Figura 2.47 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, para um parâmetro de resistência ao fluxo fixo e igual a 2 (Ramakrishnan & Watson, 1991).	72
Figura 2.48 – Configuração de modelo singular (a), múltipla (b e c) e parcial (d) admitidas pelo modelo (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991).	73
Figura 2.49 – Gráfico que representa a atenuação vs frequência incidente para atenuadores de comprimento igual com valores de percentagem de área livre e de resistividade ao fluxo fixos (Vér & Beranek, 2006, p. 324).	74
Figura 2.50 – Gráfico que representa a atenuação vs frequência incidente para atenuadores de comprimento igual, percentagem de área livre fixa a 50% e valor de resistência ao fluxo 2 (Vér & Beranek, 2006, p. 325).	74
Figura 2.51 – Coeficiente de absorção estatístico experimental em função do parâmetro adimensional de frequência para diversos valores de resistência ao fluxo (Bies & Hansen, 2009, p. 320).	75
Figura 2.52 – Isométrica do corte segundo o plano XZ a meio da secção isolada de seis atenuadores de perfil retangular instalados na UTA em análise.	76
Figura 2.53 - Isométrica e planta representativa do corte segundo o plano XZ da secção em análise, com marcação a verde das zonas críticas da secção em análise.	77
Figura 2.54 – Corte do perfil de um painel idêntico ao utilizado numa secção acústica comum.	77

Figura 2.55 - Isométrica e planta representativa do corte segundo o plano XZ da secção em análise, com marcação a roxo do bloco unitário de referência para a adaptação do modelo ao método de previsão empírico.	78
Figura 2.56 – Vista frontal da secção adaptada segundo a consideração apresentada para aplicação do método de previsão empírico.....	78
Figura 2.57 – Unidade padrão representativa do modelo acústico em análise.	79
Figura 2.58 – Síntese de gráficos normalizados de previsão da constante de atenuação acústica, mediante os respetivos parâmetros adimensionais discriminados na tabela 2.9.....	81
Figura 2.59 – Gráficos de previsão da constante de atenuação extrapolado dos modelos: Ramakrishnan e Watson, 1991; Munjal, Vér e Galaitsis, 2006.	82
Figura 2.60 – Placas semi-rígidas de lã de rocha, utilizadas na conceção dos atenuadores no ensaio experimental.	84
Figura 2.61 – Curvas de atenuação para cada modelo empírico e espectro sonoro incidente (dB).....	87
Figura 2.62 – Perfil da tensão de corte junto à superfície para um escoamento turbulento (adaptado de White, 1994).	93
Figura 2.63 – Estrutura da camada limite turbulenta (Bakker, A. 2002).....	93
Figura 2.64 – Validação experimental do modelo dimensional teórico desenvolvido para a caracterização estrutural da camada limite (White, 1994).	95
Figura 2.65 - Analogia ao fenómeno turbulento gerado à saída de um canal entre atenuadores (Douglas et al., 2005).	96
Figura 2.66 – Perfil de velocidades na camada limite com um gradiente de pressão desfavorável (adaptado de Douglas et al., 2005).	96
Figura 2.67 – Comparação entre diferentes desempenhos de difusores: ideal (a) e real (b) (White, 1994, p. 383).	97
Figura 2.68 – Ventilador radial de pás curvadas para trás utilizado no ensaio numérico e experimental.	98
Figura 2.69 – Triângulo de velocidades de um ventilador centrífugo de pás de perfil aerofólio curvadas para trás (Douglas et al., 2005).	99
Figura 3.1 – Modelo real utilizado em todo o ensaio experimental.	102
Figura 3.2 – Representação esquemática do modelo experimental com as respetivas cotas de interesse (adaptado do SAHS).	102
Figura 3.3 – Registo de admissão (à esquerda) e de insuflação (ao meio e à direita).	103
Figura 3.4 – Primeiro módulo do modelo experimental.....	104
Figura 3.5 – Secção de filtros e de bateria com separador de gotas.	104
Figura 3.6 – Secção do ventilador - vista a montante (à esquerda) e a jusante (ao meio) - e controlador PID utilizado (à direita).	105
Figura 3.7 – Borracha EPDM e grampos de aperto aplicados nas uniões entre zonas descontínuas do modelo.	106

Figura 3.8 – Módulo acústico vazio (à esquerda) e com uma configuração de atenuadores instalada (à direita).	106
Figura 3.9 – Processo de enchimento com lã de rocha (à esquerda) e respetiva montagem dos atenuadores (à direita).	107
Figura 3.10 – Exemplar de um invólucro em aço galvanizado com perfis aerodinâmicos acoplados, utilizado na conceção de um atenuador.	107
Figura 3.11 – Vista de cima do módulo acústico com as respetivas medidas de interesse (adaptado do SAHS).	107
Figura 3.12 – Anemómetro AMI 300 e sonda ótica utilizados durante o ensaio experimental.	108
Figura 3.13 - Tomadas de pressão total utilizadas durante o ensaio experimental.	108
Figura 3.14 – Localização das tomadas de pressão a montante e jusante da secção do ventilador utilizadas para medir o respetivo diferencial de pressão estático (FSP).	110
Figura 3.15 – Procedimento experimental para medir a velocidade de rotação do ventilador com recurso à sonda ótica.	110
Figura 3.16 – Representação esquemática da localização das tomadas de pressão para efeitos de medição do valor da perda de carga intrínsecos ao módulo acústico.	111
Figura 3.17 – Representação esquemática e respetivas distâncias para as três tomadas de pressão a jusante do ventilador.	112
Figura 3.18 – Vista a montante (à esquerda) e a jusante (à direita) da secção acústica dentro do módulo, com algumas das tomadas de pressão utilizadas.	113
Figura 3.19 – Atenuador utilizado no ensaio experimental com a referência 700_C100.	114
Figura 3.20 – Conjunto de perfis utilizado e respetivas referências.	114
Figura 3.21 – Perda de carga medida nos conjuntos de atenuadores de perfil retangular com 900mm e 700mm de comprimento.	115
Figura 3.22 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_C100 e vista frontal da respetiva secção.	116
Figura 3.23 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50 e vista frontal da respetiva secção.	117
Figura 3.24 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_B15 e 700_B15_C100.	117
Figura 3.25 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_C100 e 700_R50_C150.	118
Figura 3.26 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_D4 e respetiva representação esquemática da vista de cima.	119
Figura 4.1 – Modelo exemplificativo do sólido de revolução (a azul), em torno do componente rotacional no domínio.	129
Figura 4.2 – Representação esquemática de um sólido de revolução decomposto em anéis inerente à condição fronteira interna “averaging”(Solidworks, 2015a).	130

Figura 4.3 – Vista aproximada no vértice de um atenuador de uma malha com nível de refinamento global de $N=4$	131
Figura 4.4 – Abordagem para a discretização de uma superfície curvilínea (Solidworks, 2015c).	131
Figura 4.5 – Vista isométrica e de topo de um atenuador de perfil retangular com bordo de ataque arredondado (à esquerda) e malha criada para a mesma região com diferentes especificações (à direita).	132
Figura 4.6 – Configuração da interface gráfica do comando de “refinement” utilizado no escoamento entre placas.	133
Figura 4.7 – Modelo utilizado para simular um escoamento uniforme bidimensional entre placas.	134
Figura 4.8 – Vista aproximada do modelo numérico ensaiado – sem (em cima) e com (em baixo) “refinement”- para resolver a interface com condição real específica.	134
Figura 4.9 – Interface gráfica para especificação de condições fronteira.	135
Figura 4.10 – Isométrica da secção acústica isolada do modelo experimental, com a representação do plano bidimensional a roxo.	138
Figura 4.11 – Interface gráfica da ferramenta de cálculo (solver) do Flow Simulation para monitorização e controle do processo de convergência numérico.	139
Figura 4.12 – Vista de cima do modelo bidimensional aproximada à secção acústica com as medidas de referência para o estudo dos perfis aerodinâmicos.	140
Figura 4.13 – Exemplo da preparação do modelo bidimensional com as respectivas condições fronteira.	141
Figura 4.14 – Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico bidimensional para os conjuntos de atenuadores de 900mm e 700 mm.	142
Figura 4.15 - Perda de carga medida nos conjuntos de atenuadores de perfil retangular com 900mm e 700mm de comprimento.	143
Figura 4.16 – Campo de velocidades visto de cima do modelo bidimensional para a configuração retangular de 700mm.	145
Figura 4.17 – Densificação de malha com recurso à ferramenta “refinement” devido à turbulência implícita pela interação entre o escoamento e o modelo.	145
Figura 4.18 – Evolução da pressão total e estática ao longo do modelo bidimensional da configuração retangular de 700mm.	146
Figura 4.19 – Variação da velocidade absoluta ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional da configuração retangular de 700mm.	146
Figura 4.20 – Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de ataque para a configuração de atenuadores retangular de 700 mm.	147
Figura 4.21 - Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de ataque para a configuração de atenuadores 700_R50.	147
Figura 4.22 - Evolução da pressão estática ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional das configurações 700_Retangular e 700_R50.	148

Figura 4.23 - Evolução da velocidade absoluta ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional das configurações 700_Retangular e 700_R50.	148
Figura 4.24 - Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de fuga para a configuração de atenuadores retangular de 700 mm.	149
Figura 4.25 – Campo de vorticidade no bordo de fuga de um conjunto de atenuadores de perfil retangular simples.	149
Figura 4.26 – Campo de pressão estática no bordo de fuga da configuração 700_R50_D4.	150
Figura 4.27 – Evolução da pressão estática ao longo do modelo bidimensional para a configuração 700_R50_D4.	151
Figura 4.28 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_C100 e 700_R50 em ambos os modelos.	152
Figura 4.29 - Evolução da pressão total ao longo do modelo bidimensional das configurações 700_B15 e 700_B15_C100 no ponto de funcionamento P ₆	153
Figura 4.30 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_B15 e 700_B15_C100 em ambos os modelos.	153
Figura 4.31 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_C100 e 700_R50_C150 em ambos os modelos.	154
Figura 4.32 - Perda de carga medida da configuração 700_R50_D4 em ambos os modelos e 700_Retangular no modelo numérico.	154
Figura 4.33 – Isométrica de apresentação da fase de construção da malha inicial com os planos de densificação manual.	156
Figura 4.34 – Isométrica do corte segundo o plano YZ no eixo de simetria Oz do modelo tridimensional com a respetiva malha utilizada para o cálculo do diferencial de pressões.	157
Figura 4.35 - Evolução da pressão total ao longo do modelo bidimensional e tridimensional da configuração retangular de 900mm no ponto de funcionamento P ₆	157
Figura 4.36 – Interface gráfica da ferramenta de parametrização utilizada durante o desenvolvimento de todo o modelo numérico.	158
Figura 4.37 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores com 900mm de comprimento.	159
Figura 4.38 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores com 700mm de comprimento.	159
Figura 4.39 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores 700_R50_D4.	160
Figura 4.40 – Ventilador utilizado e respetivo volume de revolução rotacional.	161
Figura 4.41 – Malha utilizada no ventilador para a previsão da respetiva curva de desempenho.	162
Figura 4.42 – Curva de desempenho do ventilador para uma velocidade de rotação N = 2344 rpm.	162

Figura 4.43 – Campo de velocidade relativa ao referencial não inercial, numa velocidade de rotação fixa, para duas condições de funcionamento diferentes.	163
Figura 4.44 – Vista de cima do campo de velocidade absoluta do escoamento desenvolvido decorrente de um modelo rotacional.....	164
Figura 4.45 – Perspetiva do corte segundo o plano YZ com representação de cinco secções transversais de velocidade absoluta.	164
Figura 4.46 – Representação e respetivas medidas de interesse, do modelo geométrico utilizado no desenvolvimento de escoamento induzido por um ventilador centrífugo.	165
Figura 4.47 – Vista de cima aproximada da componente axial (Z) da velocidade absoluta da zona de influência a montante da secção do ventilador.	165
Figura 4.48 – Evolução da componente axial da velocidade absoluta ao longo eixo Oz a montante da secção do ventilador.	166
Figura 4.49 – Vista de frente da secção transversal da velocidade axial a 250mm (à esquerda) e 150mm (à direita) da secção a montante do ventilador.....	166
Figura 4.50 – Vista de frente e aplicação do método log-Tchebycheff à secção transversal da velocidade axial a 1m de distância da secção a jusante do ventilador.	167
Figura 4.51 – Fenómeno de swirl e evolução da secção transversal de velocidade axial a jusante da secção do ventilador.	168
Figura 5.1 – Secções transversais comuns e alternativas para utilização na composição de atenuadores dissipativos/reativos (Vér & Beranek, 2006).	175
Figura 5.2 - Configuração multi-estágio de atenuadores e respetivo desempenho do conjunto (Beranek, 1993).	175
Figura 5.3 - Comparação entre a configuração comum e a alternativa de uma secção acústica, para avaliar a eficiência de atenuação nas altas frequências (Bell & Bell, 1994, p. 278).	176

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 – Comparação do consumo energético primário por setor a nível mundial e nos membros da OCDE entre 1973 e 2012 (IEA, 2010).....	3
Tabela 1.2 – Comparação entre as vantagens e desvantagens dos diferentes modelos científicos.....	6
Tabela 2.1 – Valores de humidade relativa recomendados na norma ANSI/ASHRAE Standard 55-1992 (Wang, 2000).	14
Tabela 2.2 – Classe energética em função da velocidade de secção segundo a norma (EN 13053, 2001).	17
Tabela 2.3 – Valor das frequências corrigido (dB) em função da escala – A (Bies & Hansen, 2009, p. 104).	38
Tabela 2.4 – Valores de porosidade comuns (Cox & D’Antonio, 2004, p. 140).....	49
Tabela 2.5 – Coeficientes de regressão das propriedades acústicas para a lã de rocha, retirados das investigações de Delany e Bazley (1970) e de Yasushi Miki (1990).	54
Tabela 2.6 – Variáveis da secção em estudo, para aplicação do método empírico de previsão acústico.	79
Tabela 2.7 – Parâmetros adimensionais normalizados da secção acústica em estudo.	79
Tabela 2.8 – Parâmetro adimensional de frequência normalizado da secção acústica em estudo.	80
Tabela 2.9 – Síntese dos parâmetros adimensionais ensaiados, representados nos gráficos de previsão acústica para os diferentes autores analisados.	80
Tabela 2.10 – Síntese da curva de desempenho do modelo de Ramakrishnan e Watson, ilustrado na figura 2.55 (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991).....	82
Tabela 2.11 – Atenuação prevista em toda a amplitude da banda de oitava principal para a secção em análise, com recurso ao método de previsão empírico.	83
Tabela 2.12 – Síntese de resultados obtidos para diversos valores de parâmetros adimensionais, para uma unidade completa e uma parcial (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991).	85
Tabela 2.13 – Conjunto de resultados obtidos no ensaio numérico a diversas secções acústicas e respetiva comparação entre o modo fundamental de propagação (a) e os modos superiores de propagação (b) (Ramakrishnan & Watson, 1991).	86
Tabela 2.14 - Níveis sonoros previstos a jusante da secção mediante a previsão de atenuação.....	87
Tabela 2.15 – Coeficientes de perda de carga, em relação à geometria dos perfis de entrada e saída em atenuadores dissipativos (Vér & Beranek, 2006).	90
Tabela 3.3.1 – Características técnicas dos instrumentos de medição utilizados durante o ensaio experimental.	109
Tabela 3.2 – Pontos de funcionamento do sistema.	109
Tabela 3.3 – Resultados derivados da verificação das condições de ensaio com base na medição da velocidade de rotação do ventilador.....	111

Tabela 3.4 – Perda de carga medida no módulo acústico sem atenuadores.	112
Tabela 4.1 – Valores das propriedades genéricas do modelo numérico.	139
Tabela 4.2 – Pontos de funcionamento utilizados no modelo numérico bidimensional.	140
Tabela 4.3 – Condições fronteira utilizadas para o modelo bidimensional.	141
Tabela 4.4 – Valores numéricos relativos à simulação bidimensional da configuração de atenuadores de 900mm com perfil retangular simples num ponto de funcionamento do modelo.	141
Tabela 4.5 – Síntese do diferencial de pressão total registado para o modelo experimental e numérico para os conjuntos de atenuadores de 700mm e 900 mm.	142
Tabela 4.6 – Síntese de resultados obtidos na avaliação da influência da variável de comprimento nos atenuadores através do modelo numérico e experimental.	143
Tabela 4.7 - Síntese de resultados obtidos para as configurações 700_Retangular e 700_R50_D4 através do modelo numérico e experimental.	155
Tabela 4.8 - Valores numéricos relativos à simulação tridimensional da configuração de atenuadores de 900mm com perfil retangular simples num qualquer ponto de funcionamento do modelo.	156
Tabela 4.9 - Valores numéricos relativos à validação do modelo rotacional num ponto de funcionamento N... 162	
Tabela 4.10 - Valores numéricos relativos à validação de um escoamento completo dentro de um troço de conduta retangular inerente a um modelo rotacional.	163

Símbolos

Acrónimos

2SWF	<i>Two-Scale Wall Functions</i>
2D	Duas Dimensões
3D	Três Dimensões
AP	Área de passagem
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
AZ	<i>Aluminum Zinc</i>
CAD	<i>Computer-Aided Design</i>
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
CL	Camada Limite
EDP	Equações Diferenciais Parciais
EN	<i>European Norm</i>
EPDM	<i>Ethylene Propylene Diene Monomer</i>
FS	<i>Flow Simulation 2015</i>
IL	<i>Insertion Loss</i>
IB	<i>Immersed Boundary</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LTE	<i>Local Truncation Error</i>
LB	<i>Lam – Bremhorst</i> (referente ao modelo de turbulência modificado)
LCC	<i>Life Cycle Cost</i>
MAF	<i>Minimum Audible Field</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
MFC	Mecânica dos Fluidos Computacionais
MVF	Método dos Volumes Finitos
MRF	<i>Moving Reference Frame</i>
NC	<i>Noise Criteria</i>
NR	<i>Noise Reduction</i>
NRC	<i>Noise Reduction Coefficient</i>

NS	Navier-Stokes
PID	Proporcional Integral Derivativo
RRF	<i>Rotating Reference Frame</i>
SAHS	Sandometal <i>Air Handling Software</i>
SDM	Sandometal
SPL	<i>Sound Pressure Level</i>
SW	<i>SolidWorks</i>
TL	<i>Transmisson Loss</i>
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
VAV	Volume de Ar Variável
VC	Volume de Controle

Glossário

EHA (*Exhaust air*) – Ar lançado para o exterior.

ETA (*Extract air*) – Ar extraído do espaço destinado.

IDA (*Indoor air*) – Ar dentro do espaço destinado.

LCC (*Life Cycle Cost*) – Estima o custo total de aquisição, instalação e funcionamento de um equipamento por um período de tempo designado.

ODA (*Outdoor air*) – Ar que entra no sistema vindo do exterior antes de admitir qualquer tipo de tratamento.

RCA (*Recirculation air*) – Ar extraído do espaço destinado para reaproveitamento no sistema e reutilizado como ar de insuflação.

SUP (*Supply air*) – Ar insuflado para o espaço destinado depois de admitir o tratamento requerido.

Nomenclatura Grega

α	<i>Coeficiente de absorção acústico</i>	—
α_c	<i>Critério de refinamento da curvatura</i>	°
β	<i>Constante de fase arbitrária</i>	rad
γ	<i>Coeficiente de expansão adiabática</i>	—
Γ	<i>Coeficiente de difusão</i>	—
δ	<i>Espessura da camada limite</i>	—
ϵ	<i>Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta</i>	$J \cdot kg^{-1}$
ϵ	<i>Coeficiente de porosidade</i>	—
ε	<i>Rugosidade média</i>	mm
ζ	<i>Coeficiente de perda de carga</i>	—
η	<i>Parâmetro do modelo anisotrópico</i>	—
λ	<i>Comprimento de onda</i>	m
μ	<i>Viscosidade dinâmica do meio</i>	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-1}$
ν	<i>Viscosidade cinemática do meio</i>	$m^2 \cdot s^{-1}$
ρ	<i>Massa volúmica</i>	$kg \cdot m^{-3}$
σ_k	<i>Constante de turbulência de Prandtl para k</i>	—
σ_ϵ	<i>Constante de turbulência de Prandtl para ϵ</i>	—
τ	<i>Tensão de corte</i>	$kg \cdot m^{-1} \cdot s^{-2}$
T	<i>Período de onda</i>	s
φ	<i>Função potencial acústica</i>	—
ϕ	<i>Variável arbitrária</i>	—
$\tilde{\phi}$	<i>Média do valor da variável arbitrária</i>	—
ω	<i>Velocidade angular</i>	$rad \cdot s^{-1}$

Símbolos Matemáticos

∇	<i>Operador de Gradiente</i>	—
$\nabla \cdot$	<i>Operador de Divergente</i>	—
∂	<i>Operador de Diferencial Parcial</i>	—
F	<i>Tensor de fluxo do sistema</i>	—
U	<i>Tensor conservativo do sistema</i>	—

S_{ij}	Tensor da taxa de deformação médio	—
S_ϕ	Termo fonte	—
e_{ijk}	Tensor de Levi-Civita	—
A	Amplitude de onda	—
A_v	Coefficiente de amortecimento de Van Driest	—
c	Velocidade de propagação do som	$m \cdot s^{-1}$
C	Coefficiente de recuperação	—
C_p	Capacidade térmica a pressão constante	$J \cdot K^{-1}$
C_v	Capacidade térmica a volume constante	$J \cdot K^{-1}$
$C_\mu, C_{\epsilon 1}, C_{\epsilon 2}$	Coefficientes do modelo turbulento	—
D, d	Diâmetro	m
E	Parâmetro acústico normalizado	—
E	Energia específica	$J \cdot kg^{-1}$
f	Frequência	Hz
f_1, f_2	Funções de amortecimento da equação de ϵ	—
f_r	Fator de fricção	—
f_μ	Função de amortecimento da viscosidade turbulenta	—
g	Aceleração gravítica	$m \cdot s^{-2}$
H, h	Entalpia	$kJ \cdot kg^{-1}$
I	Intensidade de turbulência	—
k	Constante de propagação acústica	—
k	Energia cinética turbulenta	$J \cdot kg^{-1}$
K	Coefficiente de Von Kármán	—
l	Comprimento da mistura	m
L	Nível sonoro	dB
L	Momento angular	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-1}$
m	Massa	kg
M	Momento	$kg \cdot m^2 \cdot s^{-2}$
Ma	Número de Mach	—
N	Velocidade de rotação	rpm
N	Parâmetro de refinamento	—
p	Pressão	Pa
P	Potência	$J \cdot s^{-1}$

P_B	<i>Produção de turbulência intrínseca do modelo</i>	—
q_i	<i>Fluxo de calor difusivo</i>	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
Q_H	<i>Fonte de calor externa ao domínio</i>	$\text{kJ} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$
r, θ, z	<i>Coordenadas cilíndricas</i>	—
r	<i>Raio</i>	m
R	<i>Constante dos gases perfeitos</i>	$\text{J} \cdot \text{K}^{-1} \cdot \text{mol}^{-1}$
R_f	<i>Resistência ao fluxo</i>	$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$
R_s	<i>Resistividade ao fluxo</i>	$\text{Pa} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2}$
Re	<i>Número de Reynolds</i>	—
t	<i>Tempo</i>	s
T	<i>Temperatura</i>	K
U	<i>Velocidade absoluta</i>	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
u, v, w	<i>Componentes da velocidade no referencial cartesiano</i>	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
\bar{u}	<i>Média da componente da velocidade</i>	$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$
W	<i>Potência sonora</i>	<i>Watts</i>
x, y, z	<i>Coordenadas cartesianas</i>	—
x	<i>Distância entre dois pontos</i>	mm
y	<i>Distância ao centróide</i>	mm
Z	<i>Impedância característica do meio</i>	$\text{kg} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{s}^{-1}$

Índices

0	<i>Quantidade de referência</i>	—
1	<i>Pressupõe entrada</i>	—
2	<i>Pressupõe saída</i>	—
+	<i>Quantidade adimensionalizada com coordenadas de parede</i>	—
'	<i>Quantidades de flutuação</i>	—
<i>absor.</i>	<i>Energia sonora absorvida</i>	—
<i>atm</i>	<i>Atmosfera</i>	—
<i>A</i>	<i>Superfície de material</i>	—
<i>b</i>	<i>Especificidade de material</i>	—
<i>c</i>	<i>Canal entre atenuadores</i>	—

d	<i>Pressupõe pressão dinâmica</i>	—
e	<i>Pressupõe pressão estática</i>	—
$eq.$	<i>Equivalente</i>	—
fr	<i>Fricção</i>	—
F	<i>Face do volume de controle</i>	—
$Hidr.$	<i>Hidráulico</i>	—
$ideal$	<i>Pressupõe ausência de perdas energéticas</i>	—
$inc.$	<i>Energia sonora incidente</i>	—
Im	<i>Parte imaginária</i>	—
ij	<i>ij-ésima componente</i>	—
J	<i>Jusante</i>	—
Lam	<i>Laminar</i>	—
M	<i>Montante</i>	—
$máx$	<i>Valor máximo</i>	—
n	<i>Normal à superfície</i>	—
p	<i>Pressão</i>	—
r	<i>Relativa</i>	—
R	<i>Parte real</i>	—
Re	<i>Reynolds</i>	—
s	<i>Processo isentrópico</i>	—
t	<i>Total</i>	—
$Turb$	<i>Turbulenta</i>	—
v	<i>Volúmico</i>	—
w	<i>Parede</i>	—
w	<i>Tangencial</i>	—
W	<i>Potência</i>	—

1. Introdução

Motivação

“Na Natureza nada se cria, nada se perde, tudo se transforma” (*Lavoisier*, 1774). Esta afirmação estabelece a primeira aproximação ao princípio da conservação da massa, como é conhecida no mundo contemporâneo, e de onde deriva a equação da continuidade. Acrescenta-se a esta, a lei da conservação da energia desenvolvida na primeira metade do séc. XIX por James Joule, Sadi Carnot, Heinrich von Helmholtz entre outros, que afirmam que “a energia pode ser convertida de uma forma para outra, mas não pode ser criada ou destruída”. O acoplamento de ambas contribui para a formulação da primeira lei da termodinâmica desenvolvida por Rudolf Clausius *et al.* (1851), onde demonstra que a variação energética para um determinado sistema, é o resultado exclusivo da troca de energia sob forma de calor e trabalho entre o próprio e a respetiva vizinhança através das suas fronteiras (Oliveira, 2011). Apresenta-se assim o conceito de variação energética, fundamental para a compreensão da sua relevância no âmbito da otimização de sistemas e/ou processos e respetivo enquadramento na presente dissertação.

Essencial para a sustentabilidade e evolução da sociedade contemporânea, a energia é inerente a praticamente todo e qualquer processo associado à atividade humana. O crescimento deste setor acontece em paralelo com o crescimento populacional, acentuando fortemente o seu declive em meados da década de 70, altura em que a população a nível global quase dobrou o seu valor num espaço temporal bastante reduzido. Estima-se que a evolução populacional até ao ano 2075, seja na ordem dos 30% , totalizando aproximadamente 9,5 mil milhões de habitantes (Nato, 2015).

O crescimento da população mundial teve um enorme impacto em todo o setor energético. A (quase) exponenciação da curva de procura energética colocou este setor no patamar dos mais importantes em termos económicos a nível mundial. A figura 1.1 ilustra graficamente o crescimento das últimas quatro décadas no fornecimento energético primário - petróleo, gás natural, carvão, energia nuclear, energias renováveis, etc - e de emissões de CO₂, para a atmosfera. Com médias anuais de agravamento na ordem dos 2%, fazendo com que esta tenha de ser uma problemática a ser enfrentada no presente século (IEA, pp. 7 - 44).

No século XXI, há um problema ambiental a ser enfrentado, decorrente da enorme procura e consumo de combustíveis fósseis, que está a provocar um aumento significativo de acumulação de CO₂ na atmosfera. O aquecimento global é agora amplamente aceite como uma ameaça para a humanidade (Cory, 2005, p. 108, tradução nossa)

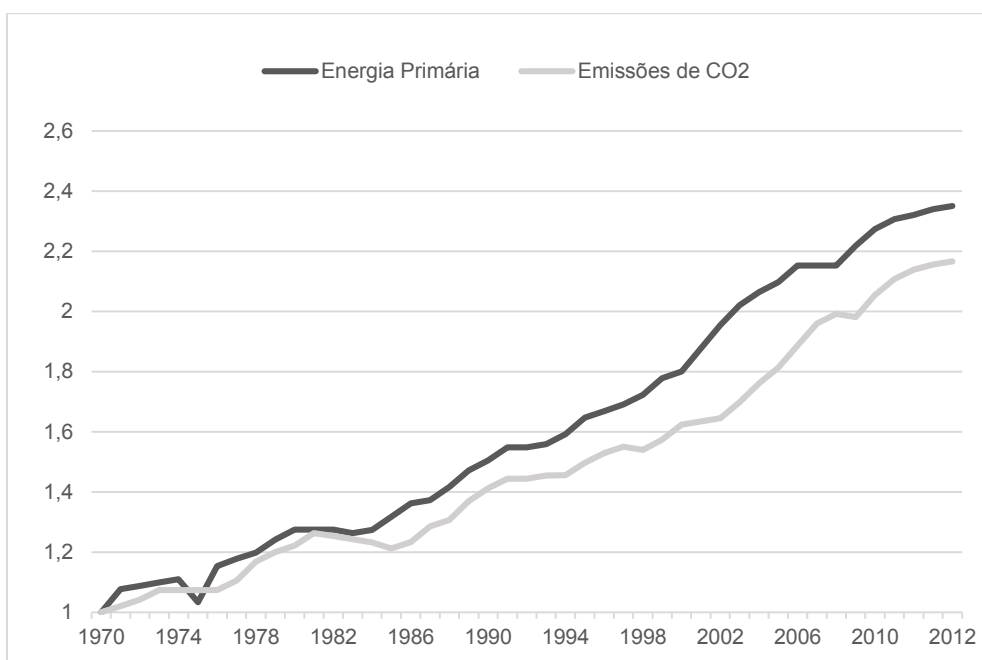


Figura 1.1 – Consumo de energias primárias e emissões de CO₂ desde 1970 (IEA, 2014).

Cabe à Engenharia, como ciência inovadora, adotar uma política energética “verde”, associada a uma baixa emissão de gases com efeito de estufa, com menores valores no desperdício energético, maior rentabilidade e menor dependência dos combustíveis fósseis. É imperativo que haja uma aceleração no desenvolvimento tecnológico, com novas soluções orientadas para o crescimento sustentável e baixas emissões de CO₂, com destaque não só a exploração energética proveniente de fontes renováveis, mas também o aumento de eficiência associado a processos e atividades que carecem de estudos de otimização e aperfeiçoamento, e.g. avanços tecnológicos no ramo dos transportes.

Perante um planeta densamente populado e com recursos finitos, é urgente a consciencialização sobre esta problemática.

1.1 Parcela energética

A presente dissertação vai ao encontro da problemática descrita, focando para estudo o universo dos sistemas de aquecimento, ventilação e de ar condicionado (AVAC), mais especificamente o das Unidades de Tratamento de Ar (UTA).

É importante, ainda que de forma ligeira, contextualizar os sistemas AVAC quanto à sua parcela energética, o que esta representa no consumo geral e quais são as suas formas e as suas tendências de crescimento nas últimas décadas. O consumo energético em cada país é repartido normalmente por três setores principais, o Industrial, o dos Transportes e o “Outros” (ver tabela 1.1). Este último engloba um pequeno número de subsetores dos quais se destacam ao nível do consumo o agrícola, o imobiliário (edifícios comerciais, serviços públicos e residenciais) e outros não especificados, pontuais e com pouca relevância na contribuição para o consumo final.

Tabela 1.1 – Comparação do consumo energético primário por setor a nível mundial e nos membros da OCDE entre 1973 e 2012 (IEA, 2010).

Valor energético consumido por setor (%)	Mundial		Rácio (%)	OCDE		Rácio (%)
	1973	2012		1973	2012	
Industrial	0,35	0,31	88	0,37	0,24	66
Transportes	0,25	0,30	120	0,27	0,36	136
Outros	0,40	0,39	97,5	0,36	0,39	108

Aliada ao crescimento populacional está a modernização e conforto da construção contemporânea, a melhoria da qualidade de vida, o aumento do conforto interior em edifícios (i.e. conforto térmico), bem como o aumento do número de horas “gastas” dentro dos mesmos. Posto isto, a nível energético, o subsector imobiliário é equivalente ao setor industrial e ao dos transportes (Pérez-Lombard, Ortiz, & Pout, 2008). Desta forma, houve a necessidade de elevar este subsector a setor principal, de forma a obter uma correta apreciação dos reais valores e do que representam no valor do consumo total (ver figura 1.2).

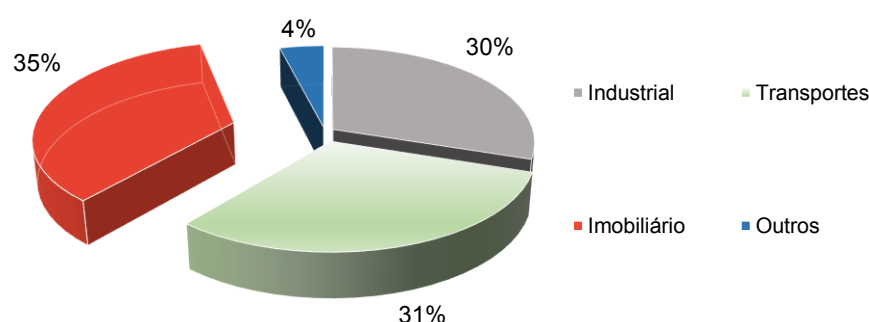


Figura 1.2 – Consumo energético para os quatro setores principais nos países membros da OCDE (IEA, 2014).

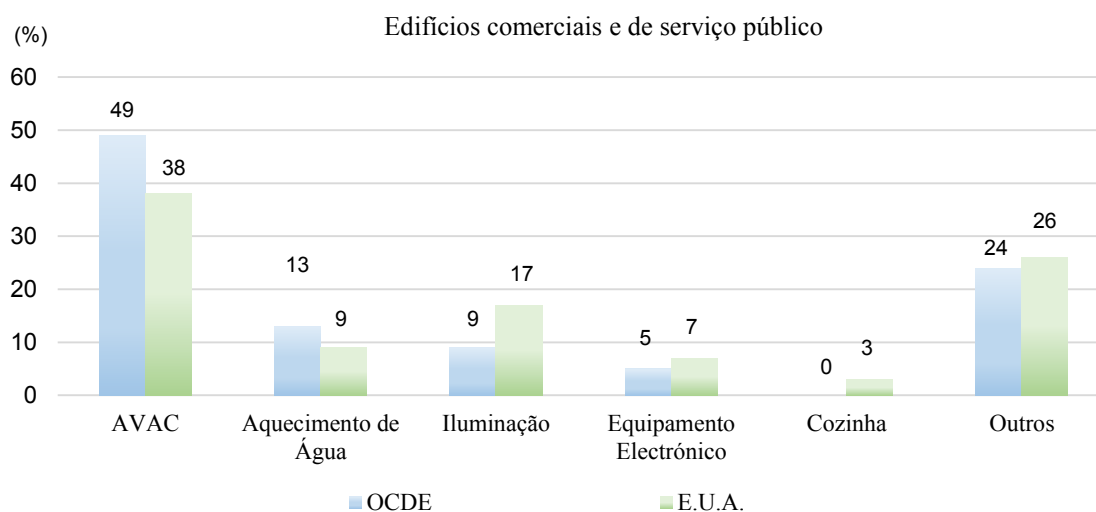


Figura 1.3 - Consumo energético no subsector dos edifícios comerciais e de serviços públicos (IEA, 2010, pp. 322, 360, 2013, p. 109).

Uma análise detalhada ao setor imobiliário - subsetor comercial e dos serviços públicos (ver figura 1.3) e subsetor residencial (ver figura 1.4) - nas diferentes variáveis de consumo, destaca os sistemas de aquecimento, ventilação e de ar condicionado como a variável que maior relevância apresenta no consumo energético total, contribuindo em alguns casos com mais de 50% para o conjunto do valor total. A este número acrescenta-se uma taxa de crescimento entre 2007 e 2050 - para os países membros da OCDE - na ordem dos 1,2% e 0,6%, para o subsetor não residencial e residencial respetivamente (IEA, 2010, p. 323). Conclui-se assim que o peso energético deste setor é de grande importância e como tal, ideal para estudos de desenvolvimento tecnológico dos sistemas envolvidos.

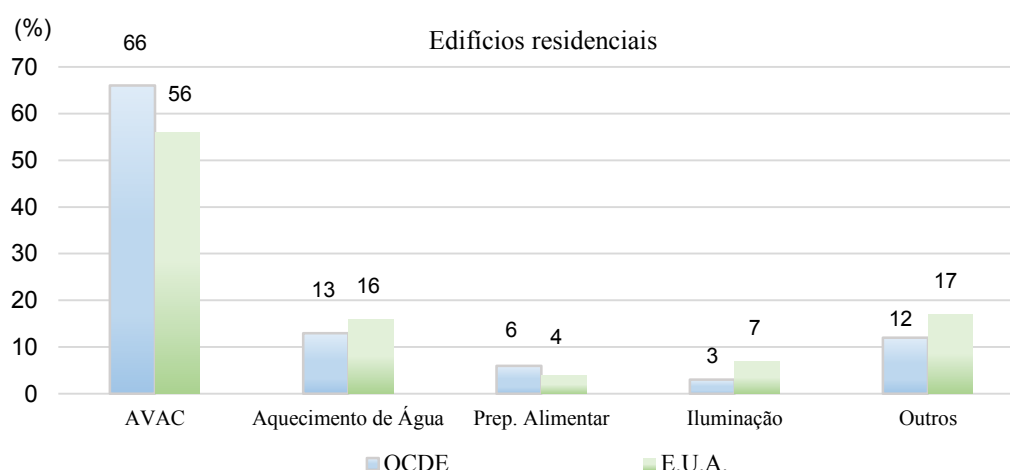


Figura 1.4 - Consumo energético no subsetor residencial (IEA, 2010, pp. 322, 360, 2013, p. 109).

A implementação de políticas “verdes”, leia-se a redução dos consumos, limitaria o valor energético gasto por estes sistemas, com imposição de valores de referência para os mesmos. Estas políticas funcionariam como forma de incentivo ao referido desenvolvimento científico dos sistemas AVAC, suscitando desta forma, maior interesse entre os investigadores para o fazer.

Hoje em dia, existem diversos sistemas AVAC mal implementados, sobredimensionados e a operar fora dos pontos de funcionamento ideais, e.g. ventiladores de diâmetros superiores ao requerido pelo sistema para “assegurar” as condições de projeto, criando fatores de segurança acima do necessário. É importante que haja uma ligação mais consistente entre as novas ideias e tecnologias desenvolvidas a nível académico e os resultados práticos derivados do funcionamento destes sistemas obtidos a nível industrial (Cory, 2005, p. 43). Só assim haverá uma modernização consistente nesta área, benéfica para ambos as partes. Com a relevância que os sistemas AVAC apresentam no mercado energético, é urgente que estes estejam em constante atualização e desenvolvimento. É nesta ótica e em torno desta problemática que assenta a motivação para a presente dissertação, onde o estudo e otimização de uma secção de atenuação acústica, dentro de uma Unidade de Tratamento de Ar (UTA), serão desenvolvidos com vista ao aumento da sua eficiência energética.

O domínio científico dos sistemas AVAC é vasto e complexo. Para compreender o seu modo de funcionamento base é preciso dominar diferentes áreas científicas, como a dinâmica dos fluidos, a mecânica dos materiais, a termodinâmica, entre outros. Ainda que relevante, a harmonização entre as diferentes áreas enunciadas não é uma condição necessária para o sucesso do estudo, que não fica comprometido pela ausência de informação sobre algumas delas. Assim, a presente dissertação baseia-se no domínio teórico e prático da dinâmica dos fluidos para a análise, desenvolvimento e experimentação da referida secção de atenuação acústica.

1.2 Objetivos

“...15% more fuel efficient. That’s a savings of about \$1.5 million per airplane each year.”
(Bloomberg, 2015).

A rentabilização de um qualquer recurso é inevitavelmente intrínseco ao processo que o requer. Como tal, define-se otimização de um processo, como a identificação do ponto ideal de funcionamento por intermédio do cálculo matemático do seu pico de eficiência máximo e consequente desperdício mínimo do recurso por este requerido. Este género de análise é menos moroso e mais rentável quando desenvolvido atempadamente em projeto mediante conhecimento das condições de operação, do que em fase posterior à instalação e funcionamento do sistema.

Especifica-se em seguida o objeto de estudo deste projeto e analisa-se brevemente o conceito de ciclo de vida do produto aplicado às UTA. Constata-se que a durabilidade para estes sistemas AVAC é em média pouco superior a 20 anos (i.e. mediante devida manutenção) e tem um custo de ciclo de vida (LCC) associado, na ordem dos 80% superior ao valor inicial de aquisição do próprio equipamento (Folkesson & Lawrance). Deste total, 85% do custo está diretamente relacionado com o consumo energético das unidades. Uma instalação débil de uma unidade deste género, ou uma escolha incorreta do ponto ideal de funcionamento, faz com que o volume energético desperdiçado seja bastante relevante no balanço final do seu LCC.

Pesando devidamente estes fatores e visando o campo da otimização de processos, qualquer melhoria no parâmetro da eficiência energética da unidade de tratamento de ar terá certamente um impacto positivo no seu consumo final. Assume-se como objetivo principal da dissertação a minimização da energia total consumida pela UTA definida como caso de estudo, através da otimização da componente aerodinâmica da secção de atenuação acústica, isto é, pretende-se obter uma redução no valor da potência consumida pelo sistema, assegurando o mesmo desempenho mecânico, ou seja, o mesmo trabalho realizado com menos potência requerida. A objetividade do estudo, as limitações físicas do recurso computacional para os ensaios numéricos, bem como o prazo temporal estabelecido para a realização do trabalho, impõem algumas restrições nos parâmetros a analisar. Está implícita a ausência de uma análise numérica integral a toda a unidade ensaiada, que será substituída por uma identificação e caracterização dos componentes que a compõem. Desta forma, o foco estará centrado exclusivamente na secção de atenuação acústica e nos componentes que a constituem, i.e. atenuadores acústicos. A escolha desta secção também está diretamente influenciada pela ampla utilização dos atenuadores no processo de distribuição de ar e, ainda que o estudo seja direcionado para as UTA, as geometrias validadas poderão da mesma forma ser adotadas para as condutas. Desta forma realça-se a importância e respetivo alcance do estudo em referência.

É de realçar que o intuito do estudo não visa a substituição na íntegra - ainda que se admita como possibilidade a nível empresarial em fase posterior consoante resultados obtidos - de qualquer componente ou material constituinte da referida secção. A ideologia do projeto é definida pela atuação em pontos-chave na geometria dos componentes, que desfavoravelmente se opõem ao escoamento, a fim de realizar determinado tratamento sobre este (e.g. atenuação acústica), atuando como barreira

geométrica, promovendo recirculações e inevitáveis perdas de energia (perdas de carga) que contribuem negativamente para o valor da eficiência energética do processo.

Precedido do estudo teórico acerca das diferentes bases envolvidas neste tipo de unidades, a dissertação explora a interação e complemento das componentes numérica e experimental mediante respetiva validação, no âmbito da apresentação de resultados reais que possam servir como base para tomadas de decisão posteriores, tanto na adoção da técnica como processo válido de otimização de secção nas UTA, como na adoção das novas configurações de atenuadores desenvolvidas e validadas durante todo o processo. A tabela 1.2 faz uma breve comparação entre os modelos científicos utilizados para desenvolver a presente dissertação.

Tabela 1.2 – Comparação entre as vantagens e desvantagens dos diferentes modelos científicos.

Modelo	Vantagens	Desvantagens
Teórico	<ul style="list-style-type: none"> - Algoritmos genéricos; - Algoritmos robustos e devidamente validados; 	<ul style="list-style-type: none"> - Restrito a geometrias e fenómenos físicos simples;
Numérico	<ul style="list-style-type: none"> - Sem restrições geométricas - Previsão temporal do processo - Aplicação diversificada 	<ul style="list-style-type: none"> - Erros de truncamento; - Erros induzidos pelo operador na seleção das condições fronteira; - Custos computacionais, e.g. licenças de <i>software</i>, <i>hardware</i>, etc. - Não substitui o modelo experimental;
Experimental	<ul style="list-style-type: none"> - Melhor aproximação ao caso real - Credibilidade científica 	<ul style="list-style-type: none"> - Proporcionalidade direta entre os custos e o número de configurações ensaiadas; - Erros de medição; - Dificuldade na recriação das condições reais;

O último objetivo do projeto, e como forma de fundamentar o seu valor e o alcance da otimização desenvolvida, passará por uma avaliação económica em conjunto com a Sandometal (empresa parceira no projeto desenvolvido), relativa aos custos associados à produção dos novos componentes modelados, à montagem das novas configurações apresentadas e às respetivas alterações necessárias ao *layout* de produção, comparando-os com os ganhos energéticos provenientes da otimização. A viabilidade de uma substituição da conjuntura atual em detrimento da modificada após o estudo concluído está estritamente dependente do resultado do balanço económico referido, pois se a otimização se revelar “não compensatória”, relativamente aos custos associados para a fazer, esta não será realizada e o modelo atual não sofrerá quaisquer alterações.

Em suma, enunciam-se os objetivos da presente dissertação, sem relevância na ordem apresentada:

- Reduzir o consumo da energia total associada ao processo de tratamento de ar na secção analisada, tanto com a otimização da secção acústica da UTA, como na previsão correta do valor de perda de carga da secção e respetiva correção do ponto de funcionamento ideal do ventilador;
- Estudo e análise teórica dos parâmetros que incorporam a componente acústica do modelo. Considera-se este ponto fundamental, pois a metodologia adotada não prevê o ensaio numérico para quantificar e qualificar o desempenho acústico da secção, em conjunto com o modelo experimental que também apresenta lacunas nesta vertente, muito devido às condições rigorosas de ensaio imprescindíveis para que o mesmo tenha valor científico relevante, relegando assim toda a previsão acústica para o domínio teórico da mesma;
- Verificar o alcance da estrutura de faseamento de projeto - caracterizada no subcapítulo 1.4 – e também o impacto da otimização no consumo energético;
- Qualificar a potencialidade da utilização da ferramenta de CFD, tanto na capacidade de previsão dos fenómenos, como na validação de futuras configurações em detrimento de uma diminuição no número de ensaios experimentais;
- Determinar a incógnita relativa à perda de carga imposta pelos atenuadores acústicos, traçar a respetiva curva de desempenho e caracterizar as variáveis implícitas ao processo que maior influência têm no seu incremento. Em suma, pretende-se avaliar a influência da componente aerodinâmica no diferencial de pressão obtido e respetiva eficiência da secção;
- Demonstrar e valorizar o poder da otimização no mundo contemporâneo. A importância deste tipo de projetos tanto a nível económico como ambiental (e.g. emissão de CO₂), onde a “aliança” entre o conhecimento científico e o empírico tomam proporções muito relevantes para a evolução e sucesso, não só deste setor, mas de qualquer um de carácter científico;

1.3 A Empresa



Figura 1.5 – Logótipo da Empresa Sandometal (Sandometal, 2015)

Indo ao encontro de uma solução para a problemática acima descrita e da, já referida, “deficiente” ligação entre o ramo académico e o industrial/empresarial neste setor, desenvolvimento da presente dissertação, foi também projetado com o intuito de estabelecer uma ligação entre o conhecimento académico e o industrial nesta vertente. Para tal, foi criada uma parceria entre a Faculdade de Ciências e Tecnologia (FCT) e uma Empresa do ramo da Metalomecânica e Ar Condicionado – Sandometal.

Fundada em 1979, a Sandometal é uma empresa com capital 100% português. Desenvolveu-se no ramo da Metalomecânica e Ar Condicionado e especializou-se em sistemas de ventilação. Em 2001, dá um passo determinante na escolha de um novo marco para a empresa, ao produzir a sua primeira Unidade de Tratamento de Ar, a Sandometal acrescenta um novo e importante avanço ao seu património tecnológico, impulsionando-a para um outro patamar. Desde então, o foco principal tem sido maioritariamente depositado no desenvolvimento, estudo e comercialização das UTA que estão bem presentes em todo o mercado nacional bem como no internacional, sendo este último o que maior desafios oferece, tanto no prisma competitivo como tecnológico. A Sandometal afirma-se como pioneira neste setor em Portugal. Em 2005 introduz no mercado um *software* inovador de cálculo (*CADvent*) de projeto e desenho para redes de condutas. Em 2007 projeta e desenvolve novos perfis em alumínio com rotura térmica para a produção das suas UTA. Em 2009 obtém o Certificado *Eurovent*¹ para estas Unidades de Tratamento de Ar, certificado que serve como “carimbo” de confiança, segurança e qualidade para o consumidor final. O último avanço neste setor, derivou de um investimento considerável no desenvolvimento de outro *software* de cálculo e seleção, o *Sandometal Air Handling Software* (SAHS). Este projetado de raiz para a seleção por *web* das UTA (Sandometal, 2015).

A dissertação terá então como componente prática, o estudo de uma UTA produzida e disponibilizada pela Sandometal, semelhante às habitualmente comercializadas. Toda a vertente experimental da dissertação será desenvolvida nas instalações da Sandometal, bem como a produção das novas geometrias concebidas. Este ponto acrescenta outro pilar motivacional à dissertação, já que existe a possibilidade de transportar para o realidade industrial o conhecimento académico. Estabelecer a conexão entre a componente teórica e a prática é uma ótima oportunidade para o autor aprender, aprofundar e consolidar o seu conhecimento nesta área, trespassando também para o estudo desenvolvido, uma maior consistência e autenticidade nos resultados apresentados e respetivamente validados pela vertente experimental.

¹ Organização Europeia certificadora de acordo com normas europeias e internacionais, do desempenho de unidades de climatização e refrigeração.

Como referido foi escolhida a secção acústica da UTA em questão, que carece de validação prévia por parte da Sandometal. Desta forma, um dos principais objetivos do estudo, para além do conhecimento adquirido, é partilhar resultados e melhorias conseguidas, para que estas possam ser aproveitados pela empresa em projetos futuros. A Sandometal como, “incubadora experimental”, consegue retirar da investigação desenvolvida no âmbito académico, o conhecimento adquirido e valorizar assim o seu produto, sem despendar dos seus recursos humanos. Alcança-se assim, um interesse mútuo e “uma porta aberta” para a realização de mais investigações e desenvolvimentos futuros utilizando esta ligação.

1.4 Metodologia e abordagem

A metodologia utilizada no desenvolvimento do trabalho proposto será estruturada e organizada como se apresenta em baixo:

- Como motivação de base, e no sentido da criação de um objetivo claro para a realização do trabalho desenvolvido, foi formulada uma pequena análise para determinar a quota-parte que os sistemas AVAC representam no mercado energético e qual o seu impacto, quer regional quer globalmente, fundamentando assim o inegável interesse, quer económico quer ambiental, de uma diminuição do desperdício e consequente aumento de eficiência de consumos associados, enaltecendo o seu grau de importância do setor, onde é fundamental uma política de desenvolvimento constante;
- A estratégia de abordagem à problemática descrita passará em segunda instância por recorrer a literatura na área da dinâmica dos fluidos e respetivos conteúdos teóricos sobre os fenómenos envolvidos no processo de tratamento de ar. É também relevante a compreensão de todo o processo dentro da UTA analisada, o motivo da utilização deste tipo de sistemas e o estudo do estado da arte deste tipo de unidades com foco na secção analisada, a dos atenuadores acústicos. Com o intuito de uma melhor perceção da envolvente física em torno deste tipo de método, a compreensão as suas limitações, enumerar as falhas para redefinir pontos de mudança tanto a nível aerodinâmico como acústico;
- De seguida, determinar-se-á efetivamente as condições reais do escoamento dentro da UTA, em particular da secção acústica em estudo. As condições da mesma devem ser relativas à configuração e geometria de componentes utilizados atualmente pela empresa, para desta forma criar uma base sólida de comparação aos resultados obtidos posteriormente para as novas geometrias, quer pela vertente experimental, quer pela numérica. Essas condições são fornecidas *a priori* pelo *software* de seleção da Sandometal (SAHS). No entanto, é relevante - para uma maior confiança nos resultados obtidos durante o processo de otimização - que as mesmas sejam sujeitas a validação experimental;
- Sendo a principal funcionalidade da secção em estudo o seu carácter acústico, considera-se fundamental o estudo desta componente, do fenómeno implícito, da influência das variáveis geométricas e das propriedades do material fibroso no processo de atenuação e respetiva eficiência do mesmo. Por último, visar-se-á a compreensão do modelo matemático utilizado para

descrever todo o fenómeno de propagação sonora. Como referido, não será feita qualquer validação numérica ou experimental à secção na sua componente acústica. Assim sendo, na última fase de desenvolvimento da análise teórica, o estudo recorre a curvas de desempenho – modeladas numericamente e apresentadas em literatura - da componente normalizada de atenuação, como forma de prever o comportamento acústico da secção e da respetiva configuração de atenuadores em estudo. Na ausência de outro tipo de validação, serve a referida análise para garantir que as alterações à componente aerodinâmica e geométrica dos atenuadores não afetará a sua componente acústica. É nesta fase que a presente dissertação terá o seu segundo grande foco de estudo, pois é imperativo que se mantenha o equilíbrio entre a vertente acústica e energética, minimizar a perda de carga local nos atenuadores, sem prejudicar a eficiência acústica do conjunto dos atenuadores, é o que constitui a quarta fase do projeto;

- Para uma quinta fase, pretende-se redesenhar zonas críticas propícias à criação de fenómenos de turbulência e consequentemente prejudiciais ao desempenho energético da secção analisada. Experimentar-se-ão novas configurações e perfis geométricos com melhor desempenho aerodinâmico. Esta etapa restringe-se essencialmente a localizar as zonas que podem ser alvo de modificação, ao nível da modelação ou de eventual substituição por outras com desempenho notoriamente superior, sendo que a primeira opção passará sempre pela rentabilização dos materiais já existentes, modificando-os pontualmente ou alterando apenas a sua configuração. Para tal e visando a experimentação intensiva de diversas configurações e respetiva validação dos modelos com melhor desempenho, a dissertação recorre à mecânica dos fluidos computacionais (MFC), doravante designado pela sua forma equivalente em inglês, como é mais recorrente *Computational Fluid Dynamics* (CFD);
- A validação de diferentes configurações na disposição dos componentes ou de componentes sujeitos a algum tipo de modificação depois da respetiva análise em CFD quando submetidos ao escoamento interno, com o objetivo de diminuir a perda de carga associada e otimizar o processo não dispensa a validação experimental. Por esse motivo a sexta fase do projeto engloba a modelação, fabrico, implementação e respetiva avaliação, mediante ensaio experimental com recurso às métricas necessárias (caracterizadas e fundamentadas posteriormente no capítulo 3), de todas as novas configurações e/ou geometrias desses mesmos componentes. Mediante este processo será possível a comparação e avaliação de resultados físicos obtidos, quer numérica quer experimentalmente, fazendo neste ponto a primeira análise e validação à metodologia escolhida;
- Na última fase do projeto, como forma de avaliar o alcance dos métodos adotados, será feito o balanço energético anterior e posterior ao estudo realizado, entre a configuração e geometria dos componentes na secção analisada. Seguido dessa primeira abordagem será calculada (caso exista e seja relevante) a diferença de custos de produção entre os dois estados acima referidos. Só assim é perceptível qualificar e quantificar o impacto real da otimização desenvolvida, quer para o fabricante, quer para o intermediário que adquire o produto, bem como para o cliente a cargo de suportar o LCC do produto. Esta última etapa encerra o projeto com uma proposta de projeto futuro na ótica de um desenvolvimento contínuo e evolutivo do processo de otimização utilizado;

1.4.1 Ferramentas computacionais

Em seguida, caracterizam-se por linhas gerais, as ferramentas computacionais utilizadas tanto durante o desenvolvimento do modelo numérico como em fase de preparação do modelo experimental.

CAD

O *Computer-aided design* (CAD) é uma ferramenta utilizada em diversos ramos da ciência. Um recurso para a modelação 3D e com possibilidade de dimensionamento do desenho técnico a duas dimensões (2D), o CAD permite uma rápida conceção de novos componentes, guardando toda a informação a estes associada em base de dados. Estas bases de dados contêm todas as especificações geométricas do componente de projeto e são, juntamente com alguns algoritmos, outra potencialidade do CAD, pois conseguem fornecer mais informação relevante que depende diretamente de toda a sua geometria. Valores como a massa, área, inércia, centro de massa, etc. podem ser obtidos a partir dos *softwares* de CAD comerciais utilizados por grande parte das empresas que trabalham na conceção e desenvolvimento de novos produtos (Budynas & Nisbett, 2006). A informação aqui existente permite a criação de protótipos, através da impressão 3D sem que para isso seja preciso qualquer processo intermédio.

Para o desenvolvimento do projeto apresentado neste trabalho a informação contida na base de dados gerado a partir da modelação 3D do modelo, será essencial para recriar o escoamento interno que ocorre na secção da UTA. Esta informação gerada pelo modelador 3D servirá para definir as fronteiras sólidas ao escoamento, recriando desta forma uma aproximação ao processo real.

CFD

O recurso ao CFD como metodologia para prever o comportamento dos fluidos aumentou drasticamente na última década (Versteeg & Malalasekera, 1995). É um método numérico de resolução de equações diferenciais parciais (EDP) comuns, baseado em leis conservativas, por forma a recriar o fenómeno de escoamento de um fluido e prever o seu comportamento mediante um amplo conjunto de variáveis associadas à interação entre este e o meio. Esta ferramenta era utilizada apenas no âmbito académico e por departamentos de investigação científica, com conhecimentos avançados na área da MFC. A evolução dos algoritmos utilizados no processamento de dados e leitura de resultados, bem como a diminuição do tempo de aprendizagem de um utilizador comum, permitiu o desenvolvimento de códigos comerciais, como forma de resposta à pressão exercida pelo setor industrial no âmbito da exploração das potencialidades da ferramenta.

É do conhecimento do autor que qualquer resultado derivado recorrendo ao CFD como técnica de simulação não é completamente infalível e tem erros associados derivados tanto do método de discretização numérico utilizado pelo *software*, como erros nas condições fronteira escolhidas pelo operador, nomeadamente por inexperiência do mesmo (Kundu, 2008). Não é, portanto, substituto do método experimental e carece sempre de validação por meio de ensaios laboratoriais (Versteeg & Malalasekera, 1995). Para exploração de novas geometrias e otimização de projeto é uma ferramenta com grandes potencialidades e complementa a vertente experimental. A componente numérica reduz

custos de inovação, diminuindo o número de ensaios práticos (i.e. dispensando o fabrico de protótipos de carácter validativo) e substituindo gradualmente a experimentação de novos modelos pelo processo de validação dos mesmos. Com base neste conhecimento, o método em referência mostrou-se fundamental no desenvolvimento da presente dissertação, tanto como forma de estudo e recriação do fenómeno de escoamento dentro da secção, como de meio de exploração e experimentação de novas geometrias.

De entre as inúmeras ferramentas que os códigos comerciais oferecem para desenvolvimento e otimização de componentes, a parametrização de variáveis e a otimização geométrica são duas das que mais influenciaram a escolha do *software*, pois serão utilizadas durante o processo de cálculo de pontos ideais de funcionamento durante o estudo.

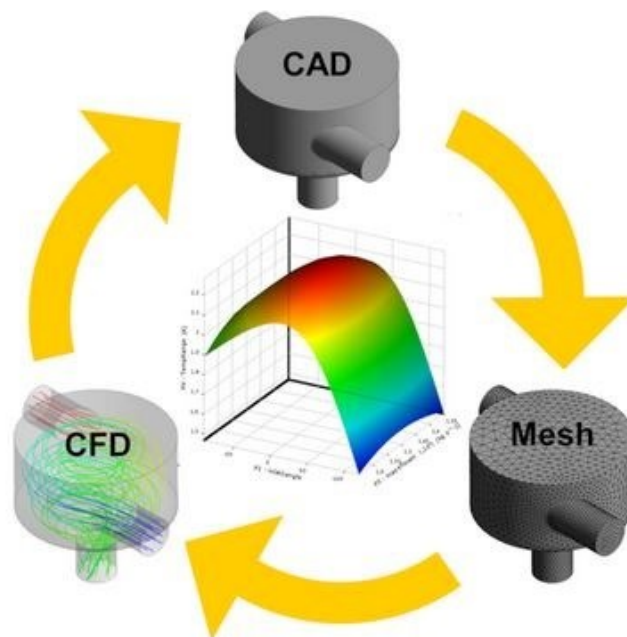


Figura 1.6 – Otimização do modelo integrado com abordagem CFD (RWTH AACHEN, 2015).

O *software* comercial com interface gráfica escolhido foi o *SOLIDWORKS*[®] e a ferramenta incorporada para aplicação do CFD é o *Flow Simulation 2015*. Este *software*, para além de apresentar todos os requisitos enumerados no parágrafo anterior, é caracterizado pela facilidade e rapidez na importação de modelos criados, requerendo ao operador um grau de aprendizagem *a priori* relativamente reduzido.

2. Fundamentos Teóricos

“To appreciate the present and future developments, it is essential to know something of the past. Where we have come from gives us a direction as to where we might go in the future.”(Cory, 2005, p. 3)

No início da sua história, os sistemas de ventilação em espaços interiores foram desenvolvidos primeiramente como solução para suprir o excesso de aquecimento, ou garantir o bem-estar e a saúde dos seus ocupantes, e.g. prevenir doenças respiratórios. Este facto estava relacionado com os níveis de saturação e contaminação (e.g. acumulação de partículas e fumos) do ar interior, devido ao excesso de ocupação dos espaços, ao défice de renovação do ar e também ao desenvolvimento de atividades laborais dentro dos mesmos, e.g. extração mineira no antigo Egito (meados do século XV a.C.). Mais tarde, registos datados da época romana, descrevem os primeiros sistemas de aquecimento e circulação de ar dentro de espaços fechados, altura em que as tradicionais fogueiras eram usadas em pisos inferiores - salas de combustão - para aquecimento dos restantes pisos superiores, evitando também a exposição dos ocupantes ao ar contaminado. Séculos mais tarde, na época medieval com o regresso do uso das fogueiras em espaços interiores, aparecem as primeiras leis que estabelecera limites mínimos de altura, tanto das janelas como do pé direito do espaço, para dar possibilidade de renovação do ar contaminado. Com o avançar dos tempos, muitos foram os estudos e descobertas realizadas nesta área científica, em prol de um aumento dos níveis da qualidade do ar e do conforto dos espaços.

Em 1775, Antoine Lavoisier identifica o dióxido de carbono presente na composição do ar e estabelece a relação entre percentagens elevadas deste gás e o desconforto e mau-estar sentidos em espaços densamente ocupados e com fraca renovação de ar, introduzindo pela primeira vez o conceito de saturação do meio ambiente. No século XIX foram calculados os primeiros valores mínimos da quantidade de ar renovado indispensável por ocupante num determinado espaço de tempo, i.e. $7,2 \text{ m}^3/\text{h}$. Ao longo dos séculos esses valores foram sendo constantemente revistos, até que em 1989 a sociedade Americana de engenheiros de aquecimento, refrigeração e ar condicionado (ASHRAE) fixou o valor de $27 \text{ m}^3/\text{h}$ por ocupante como o limite mínimo para um conforto térmico e nível de qualidade de ar aceitável em ambientes fechados (Janssen, 1999).

Agregado ao bem-estar interior está o conforto térmico sentido pelos seus ocupantes. Já há muito considerada condição fundamental do espaço, associada a diversos fatores, como o rendimento laboral ou a saúde e bem-estar dos seus ocupantes, esta condição assume cada vez mais relevância no projeto de espaços interiores. O conceito de conforto térmico passa a ser definido pelo nível de conforto associado ao bem-estar térmico sentido por um ou vários ocupantes dentro de um espaço fechado (Goodfellow & Tähti, 2001, pp. 174 - 175).

Com o crescente desenvolvimento dos sistemas de ventilação, o aumento da relevância no controlo da temperatura dos espaços, surgem conceitos como “qualidade do ar interior” e “ar condicionado” que vêm dar origem, ao aparecimento do setor da climatização. Aliada ao processo de transporte e renovação de ar, surge a crescente necessidade de controlar as diversas variantes intrínsecas ao mesmo, nomeadamente a temperatura e a humidade relativa. No primeiro caso, rapidamente se percebeu que o arrefecimento por convecção, derivado apenas da velocidade de rotação, seria insuficiente para

satisfazer os níveis internos requeridos e cada vez mais elevados, havendo portanto a necessidade de chegar a uma solução independente das condições de ambiente externas à instalação (Kühnl-Kinel, 2000). Associado a um aumento de produtividade e à melhoria de processos industrial, o controlo da humidade começa a ganhar relevância no campo científico. Willis Carrier teve um papel fundamental na evolução da área da climatização com inovações e desenvolvimentos importantes. Entre as mais relevantes está a apresentação da fórmula psicrométrica racional (1911), que se tornou a base fundamental no cálculo dos valores de humidade relativa e absoluta, utilizados posteriormente no setor industrial (Sugarman, 2005). A tabela 2.1 sintetiza os parâmetros de referência, indicados por uma das normas específicas (i.e. ANSI/ASHRAE *Standard* 55-1992), que regulam e determinam os valores ideais a alcançar dentro de espaços interiores públicos ou partilhados.

Tabela 2.1 – Valores de humidade relativa recomendados na norma ANSI/ASHRAE Standard 55-1992 (Wang, 2000).

	Humidade Relativa (%)
Verão	30 - 65
Inverno	
Edifícios públicos e comerciais	20 - 60
Hospitais e centros de saúde	30 - 60

Mais tarde com a crise do petróleo em 1973, altura em que o crescimento populacional mundial se acentuou, surgem as primeiras abordagens à problemática da eficiência energética e do impacto ambiental inerente aos sistemas AVAC. No âmbito de um equilíbrio entre os consumos, qualidade do ar, respetivos rendimentos dos sistemas de refrigeração e o seu impacto ambiental, surgem os primeiros sistemas de reaproveitamento energético – ciclos de refrigeração e começam a criar-se captações de energia proveniente de fontes renováveis, e.g. energia solar. São também estabelecidas as primeiras normas no âmbito de uma utilização mais cuidada dos líquidos refrigeradores de grande impacto ambiental (Kühnl-Kinel, 2000). Um exemplo de resposta à problemática energética foi o sistema de volume de ar variável (VAV), conceito introduzido na década de 50, com forte desenvolvimento durante a crise energética de 1973, como forma de baixar os consumos energéticos associados aos sistema de arrefecimento. Esta tecnologia veio substituir os sistemas de arrefecimento a caudal constante e consiste em regular o volume de ar insuflado como forma de arrefecimento para satisfazer o parâmetro de conforto térmico estabelecido, ao invés de recorrer a variação térmica do caudal insuflado a regime constante (Sugarman, 2005).

Em suma, o conceito de tratamento de ar ou climatização e o que a estes é inerente está bem enraizado em toda a sociedade, assim de forma sucinta, enunciaram-se breves definições gerais do conceito em referência, suas razões e importância nos tempos de hoje, estabelecendo-se desta forma, uma síntese introdutória para o caso abordado pela presente dissertação.

2.1 Unidades de Tratamento de Ar

“Central air conditioning systems always will provide a more precisely controlled, healthy, and safe indoor environment for high-rise buildings, large commercial complexes, and precision manufacturing areas.” (Wang, 2000, p. 11)

No universo dos sistemas AVAC, salienta-se como interesse primordial da presente dissertação o estudo e análise da interação de um escoamento em regime permanente com um conjunto de atenuadores dissipativos instalados numa secção acústica, durante um processo de tratamento de ar dentro de uma UTA. Para tal, é expectável que se aprofunde um pouco o conhecimento sobre a engenharia e metodologia de processos intrínsecos a uma UTA.

As UTA são projetadas objetivando a centralização de processos para o tratamento de ar, mediante regulação e controle dos parâmetros pré-definidos em projeto, para alcançar o nível de conforto pretendido no espaço interior. Estes espaços, por norma, são controlados ao nível da qualidade do ar e conforto térmico, apresentando-se com dimensões variadas e características específicas no seu interior (i.e. englobam todo o setor imobiliário já caracterizado anteriormente). Estes sistemas de controle e tratamento de ar têm como funções principais tratar, transportar, renovar e controlar os parâmetros do ar no espaço interior sem alterar as suas condições de conforto. Como tal, admitem um elevado número de configurações possíveis, com diferentes sequências de processos associados ao tratamento do ar e técnicas de (re)aproveitamento energético implícitas, de forma a garantir a qualidade do mesmo, antes de este prosseguir para a rede de distribuição (por intermédio de condutas) e posterior insuflação. Adiante, com recurso ao exemplo da figura 2.2, será caracterizado um processo de uma UTA.

Para a instalação de uma unidade deste género, é imperativo a definição de todos os parâmetros de conforto que se pretendem alcançar - temperatura, humidade do ar, quantidade de caudal, nível de ruído, etc. Estes, devem ser regulados e mantidos de forma constante, de forma a que sejam capazes de transmitir o nível de conforto térmico vinculado no projeto. É no entanto, vantajoso para a eficiência energética do processo que tal seja conseguido mediante uma utilização racional da energia requerida pelo mesmo.

Uma instalação AVAC, para além de energeticamente dispendiosa durante o seu ciclo de vida, é ainda das maiores fontes sonoras ruidosas associadas aos edifícios, contribuindo negativamente para o conforto acústico alcançado no seu interior. O desempenho sonoro da unidade projetada deve ser considerado em função da sua finalidade, tipo e número de componentes instalados, bem como aos parâmetros de funcionamento estabelecidos. Cabe ao projetista, mediante avaliação das condicionantes impostas no projeto, proceder ao cálculo das diferentes variáveis, respeitando as regras básicas de instalação e conceção para este tipo de unidades - abordadas e caracterizadas em diferentes literaturas específicas que exploram a referida problemática. Estes componentes (caracterizados em seguida) atuam dentro da unidade de tratamento de ar como uma barreira ao escoamento e a sua interação com este promove inevitavelmente uma perda de carga local e consequente aumento dos níveis sonoros medidos, fator esse influenciado diretamente pela velocidade do escoamento.

A homogeneidade transversal – de velocidades e pressões - do escoamento implícito ao tratamento de ar ao longo do processo é praticamente impossível de obter. Isto porque a centralização de componentes que caracteriza uma UTA obrigada a uma proximidade entre componentes que impede o desenvolvimento de uma secção de escoamento uniforme. Destaca-se este ponto como relevante, não só no valor calculado para a eficiência energética de determinado processo, mas também para o valor da eficiência do processo em si. Em suma, cada componente está projetado para operar em determinada área de secção para o respetivo caudal que a percorre. Caso este se apresente distribuído em perfil não-uniforme, ambos os valores de eficiência estarão inevitavelmente comprometidos. Este fator será abordado posteriormente no caso específico dos atenuadores acústicos.

Ainda que relacionada com o ponto anterior, a disposição dos componentes é também um fator relevante nas UTA, isto porque a interação e perturbação do escoamento que os percorre, irá reflectir-se no desempenho do próximo componente. Devido à curta distância existente para uma uniformização no escoamento, a forma como cada componente atua sobre este refletir-se-á no rendimento do processo inerente, no desgaste do próprio componente e na respetiva eficiência energética de todo o processo de tratamento. Quando o efeito de não-uniformização de secção transversal de velocidades, abrange também a secção do ventilador, ou a montante, ou a jusante, ou em ambas, existe uma redução do seu desempenho e consequente défice nos valores intrínsecos ao seu ponto de funcionamento. A esta redução de desempenho e ao que a motiva, chamam-se *efeitos de sistema* (AMCA, 2007; ASHRAE, 2007). A um ventilador a operar fora do seu ponto de funcionamento ideal, está inevitavelmente associado, um incremento no seu consumo e consequente redução de eficiência energética e sonora, leia-se aumento da intensidade do espectro sonoro emitido.

Uma UTA admite uma composição flexível, através da união de vários módulos com diversas secções e configurações possíveis. Esta flexibilização vai ao encontro da sua finalidade, e.g. caudal pretendido, mediante imposição de algumas condicionantes de sistema, e.g. espaço físico disponível de instalação.

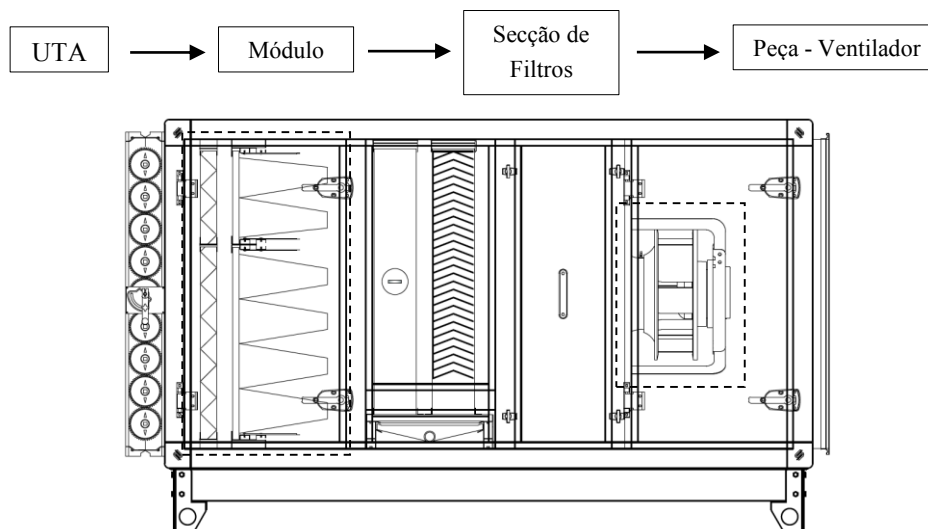


Figura 2.1 – Módulo da UTA utilizada, com destaque para a secção de filtros à esquerda e o ventilador (componente) à direita (adaptado do SAHS).

Intrínseca à composição modular flexível referida, está a sequência de estágios (i.e. secção de tratamento) sucessivos dentro da UTA, com interação implícita entre o volume de ar e cada componente presente nesse mesmo estágio. Desta forma, é relevante estabelecer uma organização de carácter escalar

dentro da unidade. A figura 2.1 ilustra – a título de exemplo - um módulo de uma UTA com uma série de secções e alguns componentes. Está também representada esquematicamente a ordem de grandeza física inerente às UTA (em cima da Fig. 2.1).

As unidades de tratamento são fabricadas com grandes dimensões, para conseguir regular enormes quantidades de ar por forma a satisfazer o volume requerido e a cadência necessária da operação, i.e. as capacidades variam consoante a marca. Serve como referência o valor fornecido pela Sandometal com uma amplitude de caudais entre os 1500 e os 150 000 m^3/h . Associado ao caudal requerido está inevitavelmente a velocidade do escoamento na secção. É também preocupação do projetista que as unidades mantenham as velocidades médias de secção baixas para evitar a regeneração de ruído e perdas energéticas com a existência de fenómenos de turbulência durante a interação entre componentes e respetivo desenvolvimento do processo de tratamento. Note-se que inerente a uma velocidade de escoamento demasiado baixa, está o fenómeno de *stall*, associado a uma perda aderência entre o fluido e o ventilador, com aparecimento de recirculações pontuais e consequente redução de eficiência no processo.

Tabela 2.2 – Classe energética em função da velocidade de secção segundo a norma (EN 13053, 2001).

Classe	Velocidade do ar (m/s)
V ₁	≤ 1,5
V ₂	> 1,5 até 2
V ₃	> 2 até 2,5
V ₄	> 2,5 até 3
V ₅	-

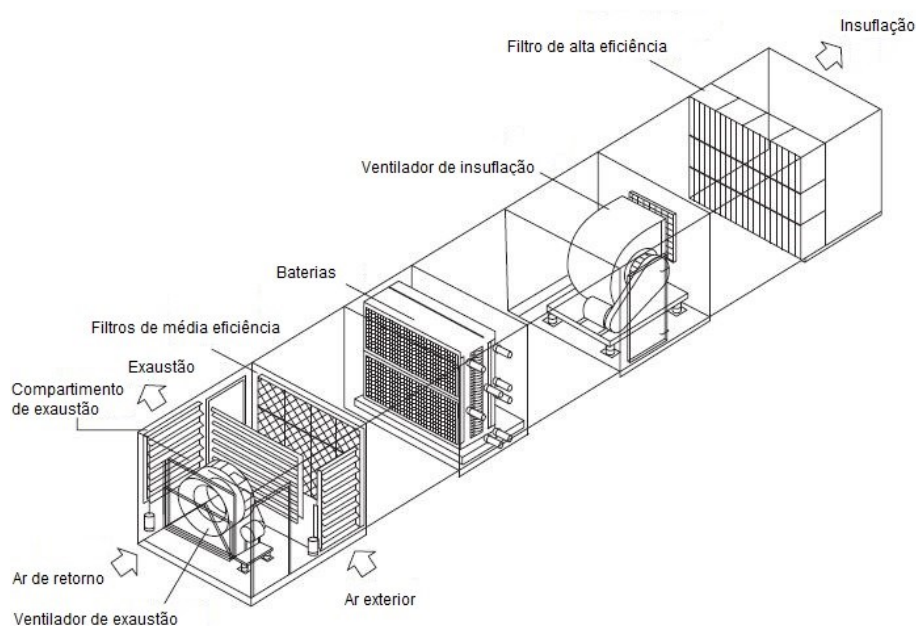


Figura 2.2 – Exemplo de uma Unidade de Tratamento de Ar comum (adaptado de Wang, 2000).

As unidades, através de controladores próprios gerem a qualidade do ar e regulam a intensidade de cada processo de maneira a alcançar os valores pretendidos no interior dos espaços. O tratamento pode ser resumido de uma forma genérica repare-se, porém que a ordem de processos apresentada, varia consoante o propósito do tratamento, pelo que a sequência descrita é apenas referente ao caso exemplar ilustrado na figura 2.2. Para uma UTA com reaproveitamento de ar interior (RCA), o processo começa no compartimento de mistura - semelhante ao da figura 2.3 - onde em conjunto com o ar exterior admitido no sistema (ODA), se procede à mistura de ambos para reaproveitamento da energia térmica do RCA. Em seguida, a mistura precedida da passagem por uma secção de filtros - cuja função é remover as impurezas sólidas de maior volume que possam danificar os restantes componentes – atravessa uma secção de baterias que corrige a temperatura da mistura conforme as condicionantes requeridas. Antes da insuflação (SUP), esta passa ainda por um outro ventilador que dá à mistura a energia suficiente (incremento da pressão total) para vencer a soma da perda de carga do último estágio (i.e. filtros de alta eficiência) com a da rede de distribuição até à insuflação, fechando assim o ciclo de renovação.

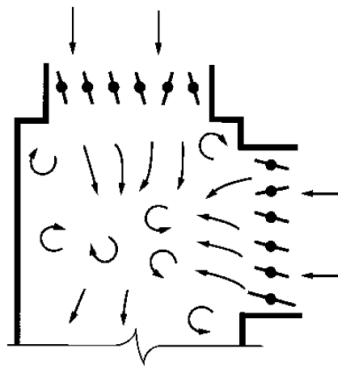


Figura 2.3 – Compartimento de mistura com cruzamento de linhas de corrente a 90° (Wang, 2000).

2.1.1 Componentes

Pretende-se alcançar um enquadramento teórico completo do sistema AVAC em estudo e portanto, é relevante caracterizar em maior detalhe os diversos componentes instalados dentro da UTA ensaiada. Como tal, à exceção dos atenuadores acústicos que estarão em foco nos próximos subcapítulos, o autor aprofunda um pouco a mecânica e fenómenos associados a cada um dos componentes instalados, note-se porém, que o intuito da dissertação não passa pela análise de qualquer outro componente que não os atenuadores acústicos e alguns parâmetros do ventilador, pelo que as informações relevantes sobre cada um – nomeadamente perda de carga – serão obtidas diretamente da ficha técnica fornecida pelo fabricante. A sequência na descrição de componentes seguirá o sentido do escoamento, de acordo com o modelo ilustrado na figura 2.2, i.e. da esquerda para a direita. Esta servirá de referência para uma melhor perceção por parte do leitor do conjunto de processos existentes dentro da UTA analisada.

Registo de admissão/insuflação

Os registos de admissão e de insuflação são constituídos por uma (insuflação no caso em análise) ou mais lâminas (admissão no caso em análise) em aço galvanizado, acopladas em veios que por sua vez são suportados por rolamentos em material anti-corrosivo. Semelhantes aos ilustrados na figura 2.4, ambos os registos presentes no ensaio experimental podem ser caracterizados funcionalmente pela mesma mecânica. Esta consiste na regulação da área aberta disponível, mediante rotação das lâminas,

que irão funcionar como amortecedor ao caudal de entrada e de saída. Estas têm normalmente nas suas extremidades material isolante de forma a garantir estanquidade máxima quando estiverem na posição completamente fechada.

Geralmente estes componentes são regulados diretamente por controladores, que mediante a leitura registada nos sensores, regulam a quantidade de ODA ou, no caso de reaproveitamento térmico semelhante ao da figura 2.3, de RCA necessários ao sistema de forma a satisfazer o balanço energético e de conforto no interior. No caso em análise, o registo de admissão funciona exclusivamente com o ODA e sem reaproveitamento térmico. Já o registo de insuflação funcionará apenas como forma de criar as condições fronteira da problemática, ou seja, a queda de pressão imposta neste componente em função do seu ângulo (θ ilustrado a figura 2.4), é feita para recriar uma condição prática de projeto como forma de simular a perda de carga associada ao sistema de distribuição, esta caracterizada com maior detalhe no capítulo experimental.

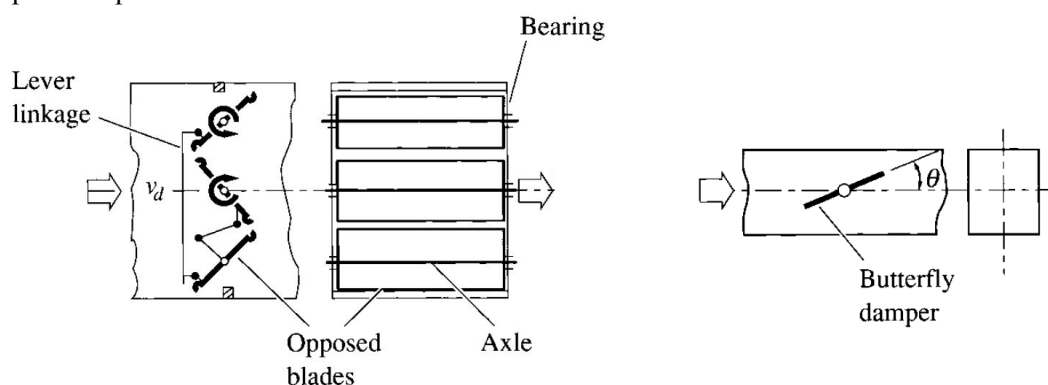


Figura 2.4 – Registo de admissão de lâminas múltiplas opostas de perfil retangular (à esquerda) e registo de insuflação de apenas uma lâmina de perfil circular (à direita) (adaptado de Wang, 2000).

Filtros

São provavelmente, a par do ventilador, o componente com maior importância numa UTA. A renovação requerida pelo espaço interior é feita para manter a qualidade do ar. Na ausência deste componente esta medida estaria comprometida e dependente das condições do ar atmosférico. Este componente serve então para filtrar não só o ODA, mas também o RCA de todas as impurezas (e.g. partículas sólidas de pequeno volume e bactérias) que este transporta vindo do exterior e da rede de distribuição que percorre. A filtragem pode ser feita através de um ou de uma combinação de mecanismos diferentes. Onde associado a cada um está uma amplitude de tamanhos diferentes de partículas que se pretende remover. A filtragem de impurezas previne ainda o desgaste provocado por estas durante as diversas interações com outros componentes inerentes aos diversos processos de tratamento, com claro destaque para o ventilador devido às elevadas velocidades atingidas neste componente. Enumeram-se em seguida, sem ordem de relevância, alguns das técnicas intrínsecas ao processo de filtragem:

- A redução da área de passagem é dos principais métodos de filtragem para partículas de maiores dimensões e o que se pretende é a retenção das mesmas no material durante a passagem do ar que as transporta na secção;
- As mudanças bruscas na direção do escoamento, fazem com que devido à inércia associada as pequenas partículas que se pretende reter não consigam acompanhar o movimento do ar, acabando por ficarem retidas no meio poroso;

- As forças de atrito geradas pela interação entre o material poroso e o escoamento, atuam sobre as partículas transportadas por este junto à interface com o material, retendo-as e impedindo a sua passagem para a seguinte secção;
- O *movimento browniano* associado a uma outra escala ($< 1\mu m$) está associado à difusão de partículas e resulta do seu movimento aleatório e consequente choque entre estas e as moléculas do fluido condutor, resultando na interação posterior entre as partículas e o material fibroso intrínseco aos filtros (Wang, 2000);

Salienta-se o facto do estágio de filtros ser dos mais desafiantes em termos energéticos e ao nível da qualidade mensurada no espaço interior durante o longo ciclo de vida de uma UTA. O défice na qualidade de filtragem está relacionado com a não-uniformização do processo devido ao escoamento e respetivo desgaste, também este não-uniforme, do próprio componente. Do ponto de vista energético, esta secção é em toda a UTA, devido ao enorme constringimento do escoamento na passagem pela secção, a que maior perda de carga apresenta no processo de tratamento. Uma das razões de esse componente ser um desafio energético durante a fase de projeto prende-se com o facto de ao mesmo estar associado um incremento gradual no valor de perda carga induzida. Isto acontece porque à medida que os filtros vão sendo utilizados, a acumulação de partículas – devido ao conjunto de fenómenos já descritos – vai diminuindo a área de passagem do escoamento e consequentemente aumenta a dificuldade do mesmo em passar pelo componente. Desta forma, não existe um valor “estático” de perda de carga associado ao componente mas apenas referências ao mesmo, ou seja, da informação proveniente do fabricante o projetista tem a referência de perdas mínimas (filtros limpos) e máximas (filtros saturados), sendo a média entre ambos – por norma – o valor que se estabelece como referência para o cálculo da perda de carga total interna. Em suma, o ponto de funcionamento ideal do sistema não deveria ser constante mas sim adaptativo, em função do grau de utilização do componente em referência.

Classificados pela entidade reguladora (*Eurovent*) em função do tamanho da partícula que pretendem reter e da respetiva eficiência de filtragem para essa mesma partícula, os dois tipos de filtros utilizados na respetiva secção são: pré-filtro plissados de classe G4 (EN 779, 2012) e os de saco rígido para partículas finas de classe F7 (EN 779, 2012), ambos ilustrados na figura 2.5.

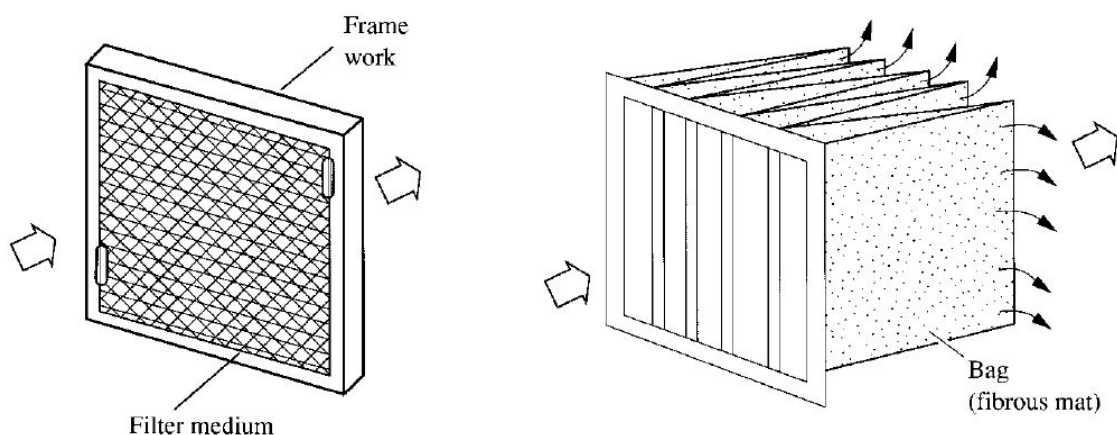


Figura 2.5 – Primeiro (à esquerda) e segundo (à direita) estágio de filtros semelhantes aos utilizados na UTA ensaiada (Wang, 2000).

Bateria

A bateria de frio ou de arrefecimento é composta por um número elevado de tubagens com ou sem alhetas agregadas perpendicularmente ao eixo das mesmas, que aumentam a área exposta e consequente permuta térmicas. Na sua composição externa engloba materiais de elevada condutividade térmica (cobre, alumínio, etc) e no seu interior faz a passagem de água ou líquido refrigerante específico, dependendo da classe e tipo de bateria, i.e. arrefecimento a água ou de expansão direta respetivamente. Toma-se como referência o sentido do escoamento. A disposição do eixo axial da tubagem está perpendicularmente instalada ao longo da largura da UTA, de forma a ocupar toda a secção transversal da mesma, para assim maximizar a área de contacto e promover a melhor taxa de transferência térmica possível entre a bateria e o fluido em que se pretende atuar.

Esta interação cria inevitavelmente uma oposição ao escoamento e consequente perda de carga na secção. O valor da perda de carga e de eficiência térmica do processo estão relacionados não só com a configuração e materiais utilizados na bateria, mas também com alguns fatores inerentes às condições do escoamento, e.g. velocidade média de secção e à localização desta dentro da UTA, e.g. distância ao ventilador.

Durante o processo de arrefecimento, devido à interação entre o ar húmido e o material seco, dá-se o fenómeno de condensação junto à periferia de contacto entre o escoamento e a bateria. A este fenómeno está associada a formação de pequenas partículas de água que, ao aumentar o restringimento da área de passagem, aumenta também a perda de carga na secção, razão pela qual o valor da perda de carga nas baterias seja fornecido pelo fabricante com dois valores diferentes, um para perda de carga seca e outro para perda de carga húmida. Este fator pode agravar-se dependendo do valor de humidade absoluta intrínseco ao escoamento, estando este associado - caso se atinja o ponto de saturação - ao fenómeno de desumidificação. Relega-se para a avaliação prévia das condições de operação da UTA a responsabilidade de prever este tipo de ocorrências.

A bateria presente no ensaio é uma bateria de arrefecimento a água e o motivo da sua utilização é exclusivamente a de gerar um valor de perda de carga interna na secção antes do ventilador. Desta forma, é possível estabelecer uma condição fronteira real, obter velocidades de funcionamento do ventilador comuns e assim testar essas mesmas condições numérica e experimentalmente para uma situação real.

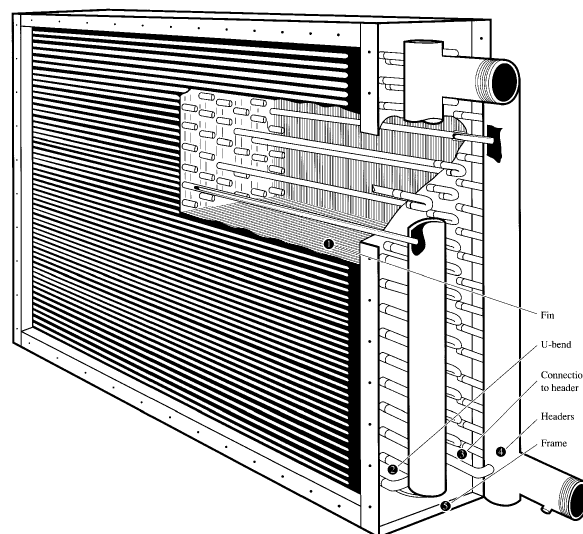


Figura 2.6 – Bateria de arrefecimento a água, semelhante à presente na UTA ensaiada (Wang, 2000).

Separador de Gotas

A instalação deste componente na UTA está diretamente relacionado com fenómenos de condensação presentes durante o tratamento de ar, devido à utilização do componente caracterizado anteriormente. Com a formação de partículas de água na periferia da bateria, dá-se a ocorrência de um outro fenómeno – cuja magnitude varia em função da velocidade na secção – conhecido como arrastamento e transporte de gotas ou partículas de água. Associados a este acontecimento, estão inerentes alguns constrangimentos e, caso não se proceda a um método de separação e remoção das partículas de água ao volume de ar deslocado - antes de prosseguir para a distribuição –, as mesmas podem causar danos estruturais nos componentes a jusante da secção, devido à ocorrência de fenómenos de corrosão nos materiais que integram a respetiva composição dos mesmos. A este fator estão também associados fenómenos de contaminação do processo, devido à formação de micro-organismos e bactérias indesejadas, que podem comprometer as condições do ar ao nível da higiene e saúde.

Esta é a função de um separador de gotas convencional. Recorrente em diversas áreas da indústria como método de separação de fluidos - ou de diferentes densidades ou de estados - para o presente caso, separação de fluidos em dois estados diferentes, i.e. gasoso - líquido.

A mecânica de separação associada a este componente, é um tudo semelhante à dos filtros, sendo por isso possível uma analogia à secção e técnicas de filtragem comuns. Baseia-se em princípios como a gravidade, inércia, difusão e arrastamento ou intercepção de partículas para proceder à filtragem das gotas de água presentes no escoamento.

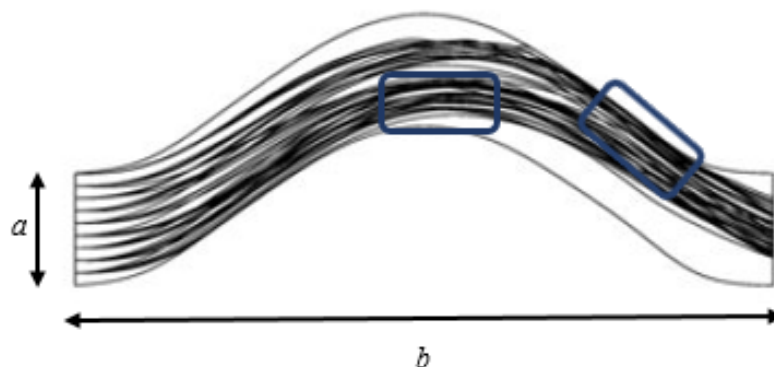


Figura 2.7 – Trajetória de partículas para uma $U = 2,5\text{m/s}$ de entrada e diâmetro de gota igual a $15\mu\text{m}$ (adaptado de Zamora, Kaiser, Lucas, & Ruiz, 2011).

As figuras 2.7 e 2.8 servem como base para a explicação do fenómeno de separação. O desempenho do componente está associado a uma relação de altura e comprimento da câmara de separação a/b , que se traduz na capacidade deste em eliminar ou retirar as partículas de água no escoamento em função do espaço disponível. Por sua vez a eficiência de processo está diretamente relacionada - em concordância com outros componentes - com as velocidades de secção atingidas ($2,5\text{ m/s}$ é uma velocidade de referência para unidades AVAC comuns), nível de uniformização do escoamento e também tamanho das partículas de água que este transporta. Estas, agregadas ao volume de ar, após entrarem dentro da câmara de separação, são obrigadas a contornar juntamente com este as geometrias das paredes constituintes do separador, sendo forçadas a mudar de direção. Devido às diferentes densidades dos fluidos em análise, estes apresentam capacidades e comportamento diferentes perante a mesma condição externa. A mudança de direção imposta pela geometria do componente obriga - devido às diferentes

características e aos princípios já enumerados – as partículas de água presentes no escoamento a ficarem retidas nas diversas saliências existentes na câmara de separação (ver figura 2.8). Estas saliências estão, por norma localizadas junto às zonas de maior concentração de partículas, subentendido pela concentração das linhas de corrente destacado a azul na figura 2.7 e pela representação do fenómeno na figura 2.8.

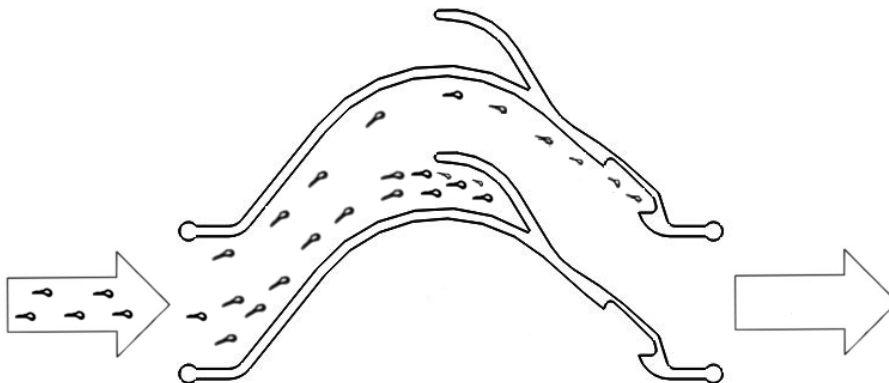


Figura 2.8 – Processo de separação de gotas durante a interação entre o escoamento e o separador.

Condutas

As condutas, como referido, têm como única função no sistema AVAC conectar o espaço interior à UTA. Admitem diversos comprimentos, áreas e perfis de secção diferentes, adequando-se ao tipo de fluido que se pretende transportar, bem como às condições do mesmo no transporte (caudal e velocidade associados, pressões de operação, etc.). São normalmente fabricadas em aço galvanizado, mas também admitem alternativas, sendo as mais comuns o alumínio e o inox. As condusões são fabricadas para resistir a amplitudes de pressão variada (tração e compressão), dependendo do requerido e classificadas quanto à sua estanqueidade, desenvolvimento de fumos e propagação de fogo.

No caso das condutas de perfil retangular – semelhantes às presentes no ensaio - são normalmente utilizadas para valores de pressão estática reduzidos e para o transporte de grandes volumes de ar, por esse motivo o nível de estanquidade registado nas costuras longitudinais deste tipo de conduta é superior quando comparado com outros perfis mais resistentes. É por isso recorrente, a aplicação de material isolante (e.g. mastique), para diminuir este valor. Como forma de medir a sua eficiência térmica e energética (i.e. perda de carga), é comum recorrer-se a um rácio de secção R_{sec} - entre o lado de maior dimensão e o de menor (a e b respetivamente na figura 2.9) – onde ao incremento associado deste parâmetro está associado um pior desempenho térmico e energético da conduta em análise. A estabilidade do componente e a redução de vibrações incutidas pela passagem do escoamento ao longo do processo de distribuição obtêm-se com recurso a juntas de reforço entre intervalos de distância constantes, consoante as normas especificadas em projeto, e.g. SMACNA (Wang, 2000). De acordo com os componentes já caracterizados, as dimensões e dados de fabrico das condutas utilizadas em ensaio serão discriminados de forma apropriada no capítulo experimental da dissertação (capítulo 3).

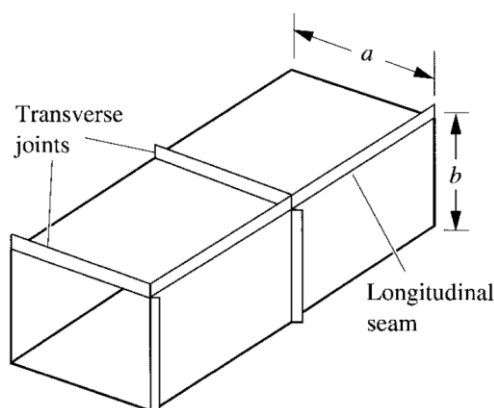


Figura 2.9 – Troço de conduta de perfil retangular semelhante ao utilizado durante o ensaio experimental (Wang, 2000).

As UTA admitem outros componentes que não os referidos até então, pois ou não estarão presentes no ensaio prático, ou serão caracterizados posteriormente. Discriminam-se em seguida outros componentes comuns em sistemas AVAC, com uma breve descrição dos mesmos e suas funcionalidades, que não estarão presentes durante o ensaio experimental, mas que desempenham no processo de tratamento e climatização um papel fundamental.

- Recuperadores de calor – Componente utilizado para reaproveitamento da energia térmica através de permuta entre o ETA e o ODA, para aumentar a eficiência energética do processo de aquecimento ou arrefecimento. Podem ser estáticos ou rotativos e são compostos por materiais com boa condutividade térmica.

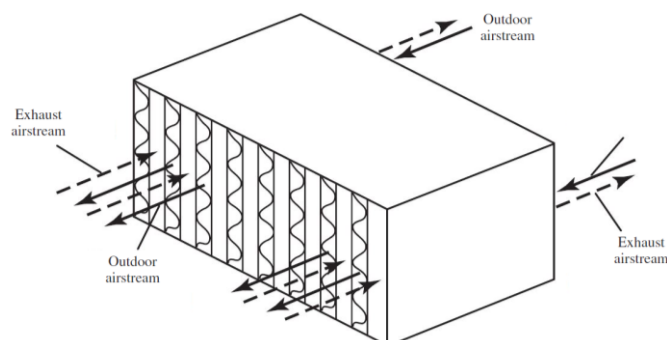


Figura 2.10 – Recuperador de calor estático de placas (Wang, 2000).

- Humidificadores – Como o nome indica, estes componentes regulam a quantidade de humidade no ar, muito utilizado em climas mais secos, onde este parâmetro adquire uma importância relevante na qualidade do ar interior. Estes componentes são qualificados pelo seu parâmetro de humidificação, que mede a quantidade de humidade adicionada ao ar por unidade de tempo. Este processo é feito sobre atuação direta no escoamento, adicionando humidade por diversas formas, normalmente através de vapor de água, ou com pequenos sprays de água, aumentando o valor da humidade relativa presente no SUP.
- Equipamento de Controlo – São equipamentos de controlo responsáveis pela monitorização e parametrização de todas as variáveis discutidas até ao momento. Através de sensores (i.e. sondas, transdutores, pressostatos, etc.) estrategicamente colocados, os dados daí provenientes – temperatura, caudal, pressão estática em conduta, humidade relativa, níveis de CO₂ – são equilibrados e por intermédio de controladores PID (proporcional integral derivativo) corrigem os valores reportados para estabelecer de novo o equilíbrio pretendido.

2.1.2 Ventiladores

É o componente mais importante na UTA, a este está implícito o processo de renovação de ar dentro de um espaço fechado por intermédio de forças mecânicas, que induz um diferencial de pressão – dividido em componente estática e dinâmica - que fazem deslocar uma determinada massa de ar por unidade de tempo (caudal), impondo-lhe um movimento em determinada direcção (escoamento). A gama destes componentes é talvez a mais variada e específica no universo dos sistemas AVAC. Podem operar em série ou em paralelo, admitem a variação de diversos parâmetros - número e perfil de pá, diâmetro, velocidades de rotação, pressões, caudais, etc. Os mais comuns são os ventiladores centrífugos ou os axiais, no entanto e especificando para as UTA, o mais usual é o centrífugo com pás inclinadas para trás, devido à relação entre pressão, caudal, ruído gerado e eficiência de processo (Wang, 2000).

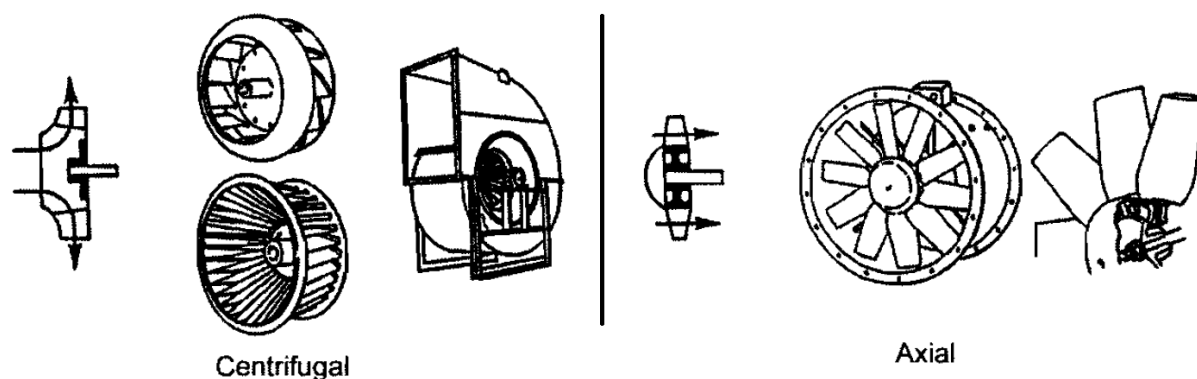


Figura 2.11 – Exemplos atuais de ventiladores do tipo centrífugo e axial (Cory, 2005).

O processo de transferência energético inerente a um ventilador, consiste na utilização da energia mecânica gerada por um motor, normalmente eléctrico, – associada às altas rotações do ventilador – para induzir movimento a determinada massa de ar com o respetivo incremento no seu valor de pressão total. A eficiência de um ventilador é medida não só em função do processo de criação de energia cinética, implícito à rotação do componente e respetiva interação da sua geometria com o meio, mas também está relacionada com a eficiência do processo de transformação dessa energia em energia potencial, durante a passagem de determinada massa de ar (Cory, 2005).

A energia transferida para a massa de ar, é medida sob forma de pressão e pode ser enunciada de três diferentes formas.

- Pressão Total no Ventilador (em inglês *Fan Total Pressure* - FTP) = $P_{t(J)} - P_{t(M)}$
- Pressão Estática no Ventilador (em inglês *Fan Static Pressure* - FSP) = $P_{e(J)} - P_{t(M)}$
- Pressão Dinâmica no Ventilador (em inglês *Fan Velocity Pressure* - FVP) = $P_{t(J)} - P_{e(J)}$

Os índices *t* e *e* sugerem pressão total e estática respetivamente, enquanto que os índices *M* e *J*, a secção a montante e a jusante do ventilador. Para o processo de tratamento de ar, a medida de pressão de interesse no ventilador é a FTP. A razão principal tem que ver com a forma de como a energia varia ao longo do processo de tratamento de ar, i.e. durante a distância percorrida entre a admissão e a insuflação. O escoamento, à medida que avança no processo, interage com uma série de componentes, que através de diversas formas, estabelecem os respetivos processos de tratamento, de acordo com os parâmetros climáticos especificados para o espaço requerido. A todos eles, estão intrínsecas perdas energéticas,

tanto por fricção, como pelos processos que induzem alteração de propriedades no escoamento (e.g. bateria de arrefecimento). Assim, todo o percurso - exceptuando a secção do ventilador - irá reduzir, com maior ou menor intensidade, o valor energético total da massa de ar transportada. Por esse motivo e exceptuando casos específicos, a medida energética de interesse entre componentes é a variação de pressão total (Δp_t). Desta forma, a literatura aconselha (ASHRAE, 2009, 2011) a que a curva de variação energética delineada, relacione a pressão total do sistema em função da distância percorrida durante o processo de tratamento e distribuição até à zona de insuflação, como ilustra a figura 2.12. Esta metodologia permite assim avaliar corretamente os coeficientes de recuperação associados à transformação de energia dinâmica em potencial, inerente em algumas geometrias durante o processo (e.g. difusor) e também evitar erros de atuação por parte dos controladores externos, induzidos pelas leituras de pressão estática (como ainda se apresenta como prática comum).

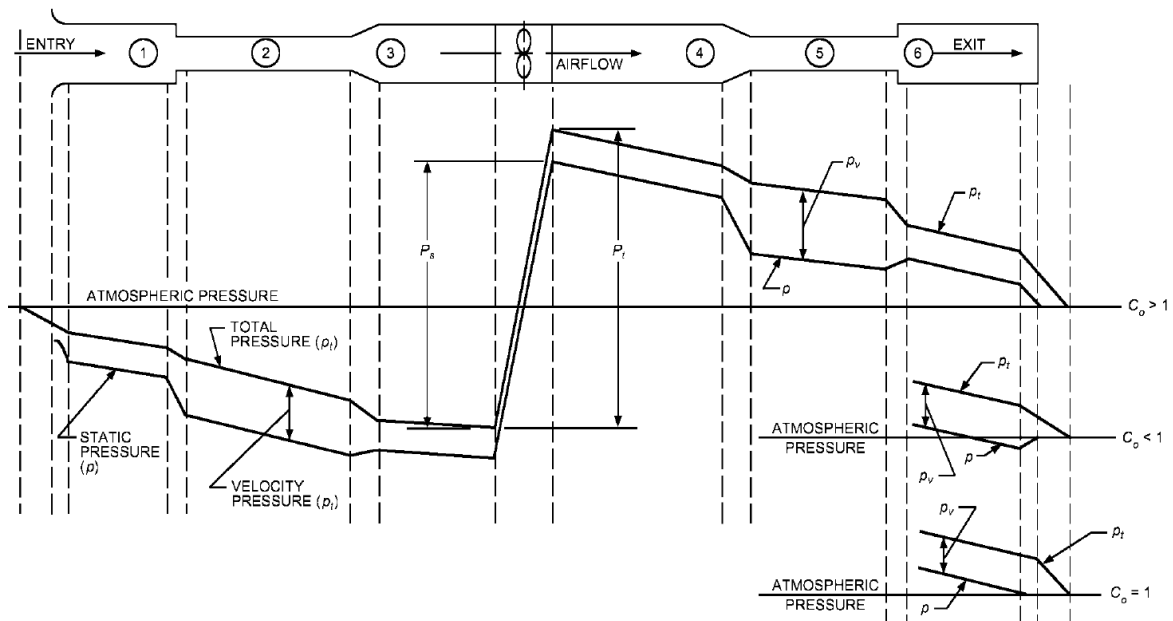


Figura 2.12 – Curva de variação da FTP e da FSP ao longo de um sistema AVAC (ASHRAE, 2009).

A figura 2.12 representa um balanço energético – sob forma de pressão - ao longo de um processo de tratamento de ar. Esta permite, mediante o recurso às relações em cima enunciadas, medir e obter o desempenho energético de todo o processo, ou em particular para uma secção ou componente específico. A utilização desta medida de energia, no modelo experimental e numérico, como forma de quantificar a eficiência de um componente, especificamente para o caso abordado – secção de atenuadores acústicos – fica desta forma justificada.

A cada ventilador está associada uma curva característica de desempenho, que se pode representar em função da potência, da eficiência, ou da pressão total (ou estática) para determinado caudal transportado. A figura 2.13 ilustra o desempenho específico para um ventilador com velocidade de rotação N e diâmetro fixo, para as três variáveis enumeradas anteriormente. Note-se que a eficiência também se pode apresentar em função da pressão estática.

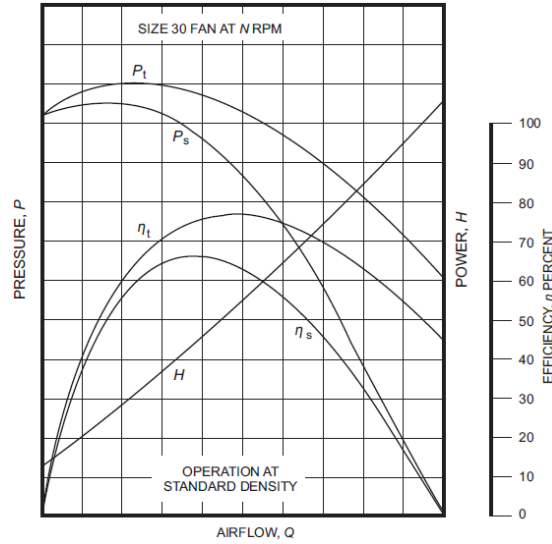


Figura 2.13 – Curva característica de desempenho de um ventilador a velocidade de rotação fixa (AMCA, 2007).

É prática comum, através das curvas características de determinado ventilador, prever o seu desempenho para outros pontos de funcionamento do sistema. Isto porque existem sistemas, que podem operar a velocidade variável e.g. VAV. Através das *leis dos ventiladores*, é possível correlacionar dimensionalmente, com boa aproximação, os parâmetros de interesse para outros pontos de funcionamento. Desta forma, fica perceptível a relação existente para os diversos parâmetros e de que forma uma variação nos seus valores, altera a eficiência do sistema. Note-se que as mesmas, podem também ser aplicadas para ventiladores homólogos mas com diferentes diâmetros, considerando a respetiva relação entre os mesmos (AMCA, 2007; Cory, 2005).

$$\text{Lei dos Ventiladores} - \begin{cases} Q \propto N \\ p \propto N^2 \\ P \propto N^3 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} Q_f = Q_i \cdot \frac{N_f}{N_i} & (1) \\ p_f = p_i \cdot \left(\frac{N_f}{N_i}\right)^2 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_i}\right) & (2) \\ P_f = P_i \cdot \left(\frac{N_f}{N_i}\right)^3 \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_i}\right) & (3) \end{cases}$$

Onde as variáveis Q , N , p e P correspondem respetivamente ao caudal, velocidade de rotação, pressão e potência do ventilador.

2.1.3 Atenuadores Acústicos - Septos

O mundo contemporâneo, em especial os espaços urbanos de grande dimensão, é uma enorme e contínua fonte de ruído. Qualificado como prejudicial – quando não controlado - para a qualidade de vida e para a saúde de quem coabita nestes espaços, o ruído tem desencadeado uma crescente preocupação no seio da comunidade científica. O controlo dos níveis de ruído é feito tanto a nível de espaços exteriores como interiores, onde as métricas adotadas e devidamente estabelecidas (*Noise Criteria* – NC e *Noise Reduction* - NR) têm de ser mantidas para garantir um determinado grau de conforto e bem estar aos ocupantes desses mesmos espaços.

Visando uma melhor compreensão e controle da fonte ruidosa, é habitual a classificação do tipo de exposição que se pretende analisar. Esta pode variar essencialmente em duas medidas de interesse: a

exposição pontual de elevada magnitude (e.g. fogo de artifício); a exposição contínua de magnitude moderada (e.g. tráfego automóvel em zona residencial), sendo esta a categoria que será abordada no presente estudo. O ruído associado às unidades AVAC em espaços interiores é qualificado como sendo uma das maiores fontes de ruído contínuas neste tipo de espaços (i.e. subsector do imobiliário). Esta fonte de ruído de carácter permanente atinge níveis de ruído pontuais consideravelmente baixos - devido às técnicas de atenuação já utilizadas hoje em dia - mas devido ao seu carácter de emissão contínua e do tipo de frequência associado, pode a médio e longo prazo ser prejudicial tanto ao conforto, como à saúde dos ocupantes expostos ao mesmo. A proteção dos recetores impera como principal motivo no controle e redução deste tipo de ruído. Este controle é feito de forma eficaz, para uma análise dividida em três locais diferentes: a fonte ruidosa (1), a distância entre a fonte e o recetor (2) e o ruído sentido pelo recetor (3).

O recurso a sistemas AVAC visa manter uma determinada medida de conforto dentro do espaço interior através de um ou mais processos de tratamento de ar (caracterizados anteriormente). Estas unidades normalmente de carácter centralizado - independentemente das suas dimensões - são instaladas em locais afastados daqueles onde se pretende atuar. Esta distância, entre a unidade e o espaço, terá de ser percorrida pelo ar, precedido do devido tratamento, através de condutas - de secção variada com diversos formatos admitidos (e.g. circular) - até chegar ao seu destino. Este caminho direto - da fonte até ao recetor - e na ausência de medidas de controle, está associado o fenómeno de propagação acústica interno. Classifica-se a unidade AVAC - em particular o ventilador - como primeira e principal fonte de ruído transportado através de propagação acústica ao longo da conduta. No entanto, o ruído gerado e medido nos espaços interiores proveniente da conduta pode ter mais do que uma fonte na sua origem, sendo esta normalmente de carácter externo ao espaço, que por défice de atenuação, são medidas com níveis indesejados no espaço interior. É nesta ótica que se enaltece a real importância associada num bom projeto neste tipo de unidades ao sistema de distribuição, ao espaço da sua instalação, à finalidade do projeto e aos níveis nos parâmetros de ruído exigidos para o espaço interior (ASHRAE, 2007).

Visando uma resposta eficaz à problemática caracterizada, é habitual o recurso a secções de carácter acústico específico, como técnica de redução quantitativa dos níveis de ruído indesejados, provenientes do sistema de ventilação que transporta o escoamento de ar. Estas secções, por norma localizadas a jusante do ventilador - para um sistema de insuflação, o contrário para um de extracção - interagem com o espectro sonoro inerente, diminuindo a sua intensidade com recurso a material de carácter dissipativo ou recorrendo a técnicas de alteração e descontinuidade geométrica que alteram o sentido de propagação sonoro (e.g. caixa de ressonância). Outra técnica particular mas menos recorrente, são os atenuadores ativos, que recorrem ao método da sobreposição de campos sonoros em anti-fase, por forma a anular o espectro que se pretende atuar. Esta tecnologia, carece inevitavelmente de recetores e emissores, para determinar o perfil do espectro e poder atuar sobre o mesmo em anti-fase.

Para sistemas AVAC, a secção de carácter acústico admite recorrentemente dois géneros de atenuadores acústicos - os reativos e os dissipativos (absorvedores) -, com incidência em diferentes gamas de frequência, a que estão inerentes fenómenos de atenuação diferentes. Os atenuadores reativos, baseiam-se no carácter geométrico da secção, para reduzir os níveis de ruído. Exploram fundamentalmente o fenómeno de ressonância e reflexão durante a passagem pelo sistema de distribuição e atuam de forma descontínua (i.e. através da alternância entre contração e expansão de secção) ao longo do percurso sobre o campos de pressão sonora. São normalmente requeridos para atuarem em frequências mais baixas, onde os atenuadores dissipativos são normalmente ineficientes (Vér & Beranek, 2006).

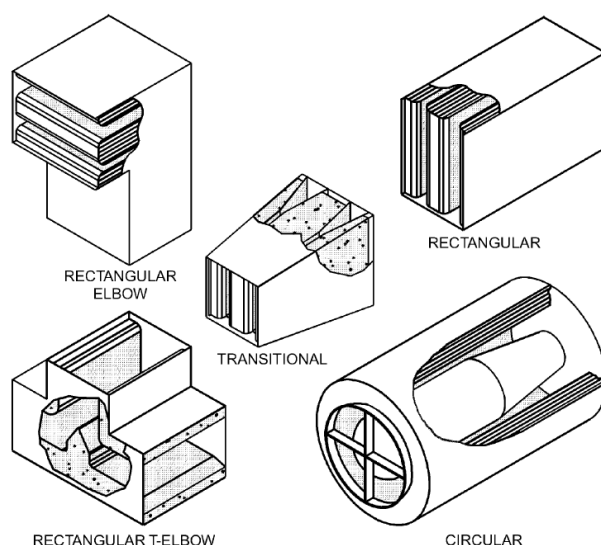


Figura 2.14 – Configurações de atenuadores acústicos instalados estrategicamente ao longo do sistema de distribuição (ASHRAE, 2007).

Por sua vez, os atenuadores de caráter dissipativo são por norma mais frequentes em instalações AVAC, tanto ao longo do sistema de distribuição (ver figura 2.14) como dentro das UTA (i.e. mais perto da principal fonte sonora). Estes admitem uma ampla variação no valor dos seus parâmetros, desde as dimensões do perfil, às respetivas geometrias, até ao material fibroso presente na sua constituição. Cabe somente ao projetista resolver a incógnita em função da melhor configuração possível, em prol de uma maximização da secção, dentro dos níveis acústicos requeridos. Por norma, os atenuadores dissipativos atuam sobre uma ampla amplitude de frequências, sendo mais eficazes nos valores intermédios da banda de oitava principal. Ao contrário dos reativos, não se pretende que este tipo de atenuadores reflita o ruído incidente (fazem-no também, mas como efeito secundário), mas sim que atuem acusticamente sobre ele, convertendo a energia transportada pelo campo de pressões sonora em calor durante a passagem pelos atenuadores - através de estreitos canais de passagem (ver figura 2.15) – por intermédio da interação com o absorvedor acústico, e.g. lã de rocha mineral.

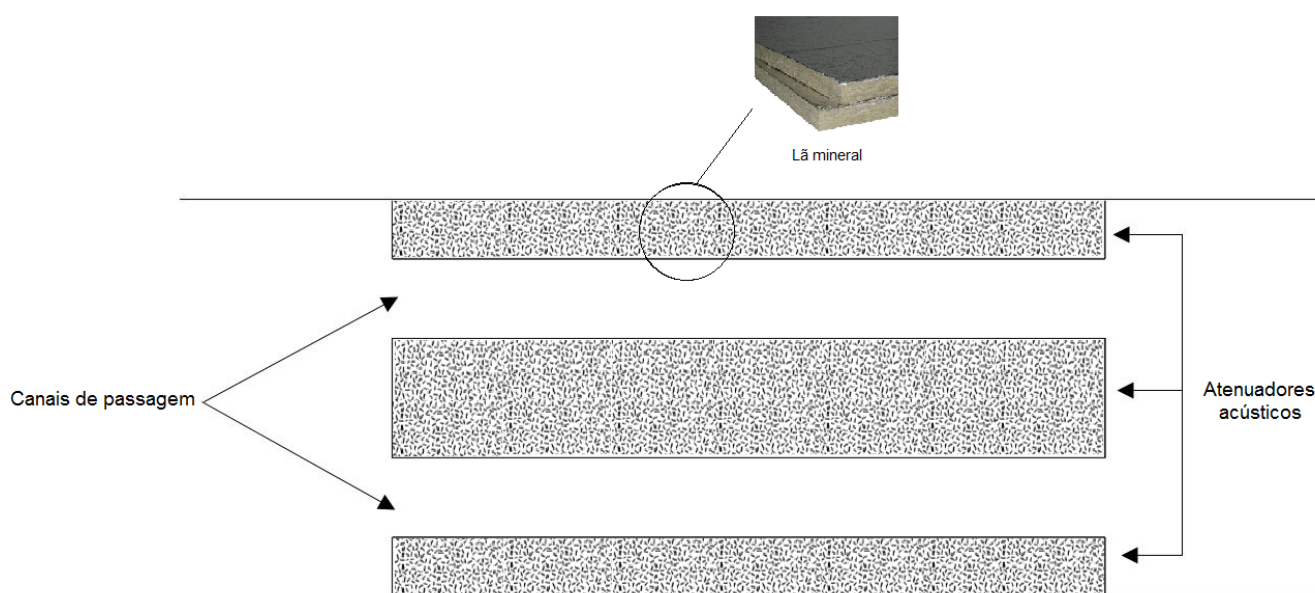


Figura 2.15 – Representação esquemática da técnica utilizada pelos atenuadores dissipativos.

De acordo com Müller e Möser (Müller & Möser, 2013) o ruído associado ao escoamento, é acentuado com o aumento do número de quedas de pressão locais promovidas pela interação entre o ar, os diversos componentes presentes na unidade e as passagens de secção ao longo da distribuição, e.g. bifurcação ou cotovelo de 90°. O ventilador, bem como o ar-condicionado, são consideradas as duas principais fontes de ruído inerentes a unidades AVAC. O recurso a atenuadores dissipativos restringe o escoamento e incute inevitavelmente uma perda de pressão local durante a passagem na secção. Esta refletir-se-á no incremento não só do trabalho realizado pelo ventilador – perceptível através das *leis dos ventiladores* - como do ruído gerado pelo mesmo, agravando inevitavelmente o consumo e eficiência de toda a UTA. É uma problemática contraditória, pois um alargamento da área restringida na secção, ou seja, um aumento na distância entre atenuadores, diminuirá a queda de pressão mas tornará o processo de atenuação ineficiente, devido a fraca interação entre o espectro sonoro e os septos acústicos.

The key design parameters of silencers are acoustical insertion loss (IL), pressure drop (ΔP), flow-generated noise, size cost, and life expectancy. The challenge of silencer design is to obtain the needed IL without exceeding the allowable pressure drop and size for a minimum of cost. There are frequently opposing requirements, and the optimal design represents a balance compromise between them (Vér & Beranek, 2006, p. 313)

A secção de atenuação acústica com recurso a atenuadores do tipo dissipativo deve ser instalada na secção da UTA o mais próximo possível da fonte sonora principal do sistema, respeitando o cumprimento dos limites mínimos e de boas práticas inerente a sistemas AVAC (i.e. três a cinco diâmetros equivalentes de distância recta para condutas) (Guenther, 1998). Estes limites, que se aconselha a respeitar em ordem a um sistema ideal e eficiente, não são exclusivos dos septos, mas sim de todos os componentes existentes dentro da unidade que interferem com a homogeneidade do escoamento. Podemos afirmar que para o caso da implementação de atenuadores acústicos de perfil retangular semelhantes aos ilustrados na figura 2.15 a jusante de um ventilador do tipo centrífugo – semelhante ao utilizado no ensaio experimental - esta irá desempenhar uma função corretiva e de homogenização do perfil de velocidades à saída da secção, convertendo a componente radial da velocidade em axial. Os atenuadores podem em muitos casos, quando bem dimensionados e aerodinamicamente bem projetados, aumentar o rendimento energético do processo no geral, compensando a ausência da distância necessária - em diâmetros equivalentes – através da obtenção de um perfil uniforme de escoamento, melhorando desta forma a interação com outros componentes, e.g. bateria.

“A disposição dos componentes instalados em sistemas AVAC afetam os níveis sonoros gerados por esses mesmos sistemas.” (ASHRAE 2007, tradução nossa)

É nesta ótica que a localização dos atenuadores acústicos será analisada, pois para além de se visar o cálculo da eficiência acústica e aerodinâmica dos septos, parte do estudo também pretende analisar a interação e os seus efeitos, entre estes e o ventilador em função da distância entre ambos.

É sabido que o ruído gerado por uma UTA não se restringe somente às fontes ruidosas nela existentes, mas também à interação entre o escoamento e os diversos componentes presentes para a finalidade do tratamento. Como tal, a eficiência dos atenuadores acústicos pode ser afetada pela interação entre estes

e o escoamento, fator esse que depende diretamente da magnitude e perfil da velocidade atingida durante o processo. A regeneração de ruído é um fenómeno inerente em qualquer componente acústico e é relevante que para a existência de uma queda de pressão superior à recomendada ($\Delta P \approx 88 \text{ Pa}$), um critério de ruído (NC) < 35 requerido ou uma secção de atenuação instalada muito perto do habitáculo ocupado, se proceda a uma avaliação local dos níveis de ruído regenerados pela interação existente (ASHRAE, 2007).

É usual desprezar-se o efeito que a geometria aerodinâmica do atenuador tem, quer na regeneração do ruído através da perturbação do escoamento, quer na atenuação por efeitos de reflexão e modificação do campo de pressões sonoro incidente. Ray Kirby (Kirby, 2005) mediu através de métodos numéricos, o impacto de ambas as vertentes no desempenho acústico dos atenuadores, concluindo que para toda a amplitude da banda de oitava principal a gama intermédia é a mais afetada e que este fenómeno interfere com o coeficiente de atenuação acústico da secção. Refere, no entanto, que ambos os parâmetros devem ser analisados em maior detalhe com diferentes abordagens da utilizada pelo próprio em prol da obtenção de resultados mais coerentes e conclusivos.

O sucesso de um projeto depende do domínio das suas condicionantes. Como tal, na conceção e desenvolvimento de um projeto de atenuadores acústicos, existem alguns princípios fundamentais que é importante respeitar com vista à eficiência do mesmo. Estão em baixo discriminados, sem ordem de relevância, as bases principais para o desenvolvimento deste tipo de componentes. Note-se que o acoplamento existente entre alguns desses princípios pode ter um carácter contraditório (e.g. melhorar a componente aerodinâmica agrava a componente económica), introduzindo no projeto o conceito de otimização de variáveis como forma de solucionar a problemática e atingir o ponto ótimo de equilíbrio entre estas.

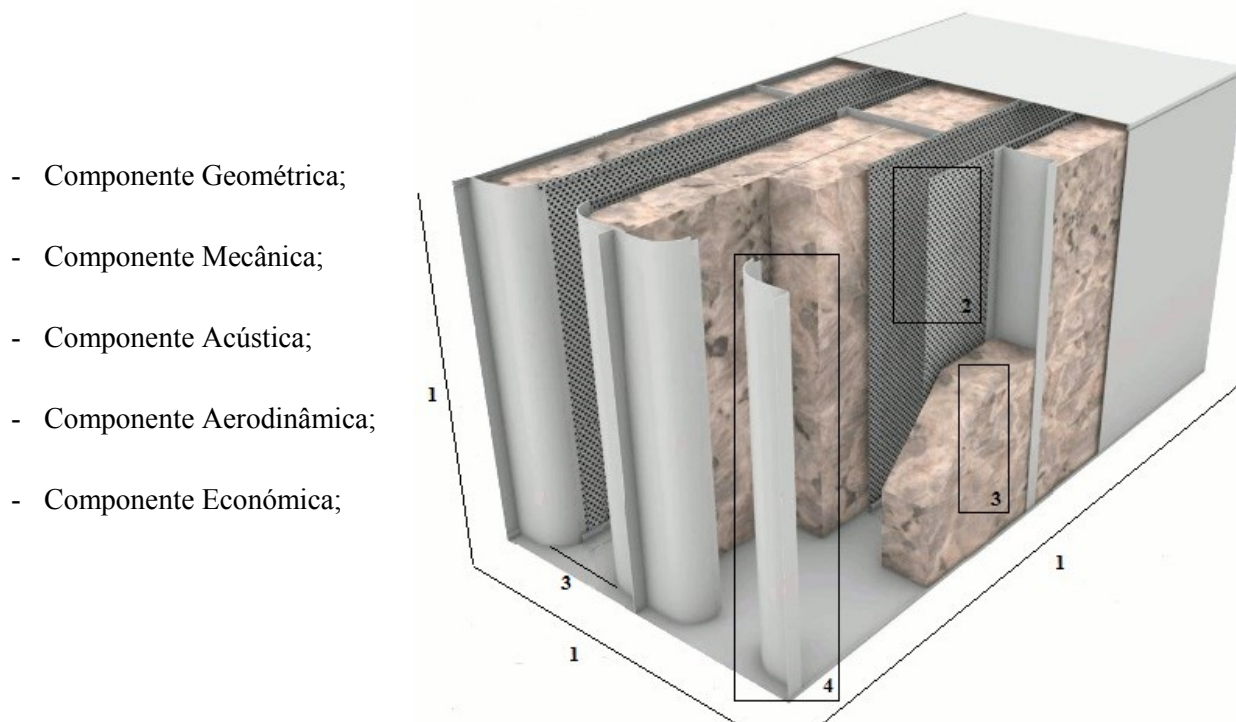


Figura 2.16 – Secção de atenuação acústica com recurso a atenuadores dissipativos com destaque às componentes em referência: 1 – Geométrica; 2 – Mecânica; 3 – Acústica; 4 – Aerodinâmica (adaptado de Pottorff, p. 4).

Como referido anteriormente, a UTA está dividida em secções independentes, destinadas a diferentes processos. É expectável que a primeira componente a ser explorada seja relativa à restrição física do espaço disponível para a instalação dos atenuadores - área de secção e respetivo comprimento. É possível afirmar que existe uma relação direta entre a área porosa exposta ao campo de pressões e a perda por inserção (em inglês *Insertion Loss* - IL) medida na secção (facto que será amplamente explorado no desenvolvimento da problemática). É então requerido que nesta primeira fase todo o espaço disponível seja maximizado em prol da dissipação energética dos níveis de potência sonora.

Segue-se a abordagem à componente mecânica com a devida avaliação das condicionantes de sistema – pressão, velocidade do escoamento na secção, temperatura, IL requerido, etc. Visando a resistência do material utilizado, tanto na conceção dos atenuadores como nos seus suportes de fixação (para um período mínimo de cinco anos) para as condições de operação e atividade de manutenção realizada durante o seu ciclo de vida útil. O desgaste do material fibroso devido à interação entre este e o escoamento de ar causado principalmente pela ação de forças de arrasto derivadas da fricção na interface fluido - material. O desgaste prematuro para além de uma possível contaminação no processo de tratamento de ar, aumenta também os custos associados à manutenção. Para evitar esta situação, deve ser considerado o valor da velocidade do escoamento nos canais de passagem, que para valores acima dos 20 m/s (i.e. velocidade de referência para UTA) obriga à utilização de proteções na referida zona de contacto (ASHRAE, 2007; Müller & Möser, 2013).

Acusticamente, é expectável que o conjunto de atenuadores atinja a redução sonora estabelecida inicialmente. Esta componente é teoricamente a mais desafiante, visto que o domínio acústico do processo de tratamento, desde a fonte até ao recetor, pode ser bastante complexo com fenómenos pontuais associados, difíceis de prever antecipadamente. Nesta fase, é imperativo o total conhecimento e domínio dos parâmetros de projeto, critérios de ruído impostos, IL da gama de frequências que se pretende garantir, são alguns dos mais relevantes na escolha do material (ao nível das propriedades acústicas que mais se adequam) e configuração, leia-se disposição geométrica dos atenuadores. As condições de operação dos componentes é também imprescindível. Temperatura e velocidade entre os septos são exemplos de fatores que contribuem diretamente para o grau de absorção atingido.

O nível de atenuação acústico e o valor absoluto de perda de carga estão normalmente em "conflito". Neste ponto não há uma ordem pré-estabelecida de abordagem, mas será razoável afirmar que em primeira instância deve ser fixado o limite máximo sonoro admitido e a partir deste ponto proceder-se à flexibilização da componente aerodinâmica dos atenuadores. O ideal será obter uma solução consensual e de equilíbrio entre as duas componentes, otimizando uma em função da outra.

O desenvolvimento aerodinâmico - quarto parâmetro – está diretamente relacionado com a perda de carga (i.e. energia perdida pela resistência ao escoamento) admitida para este componente nas condições de projeto. Podemos afirmar que o custo associado a este parâmetro é intrínseco ao detalhe aerodinâmico do componente e também ao tempo despendido para o seu desenvolvimento. É oportuno introduzir-se a relação $\Delta p \cdot Q$ (i.e. potência) para justificar e realçar a importância da parcela energética associada a este componente, onde o investimento inicial na fase de projeto, pode ser superado largamente pelo retorno alcançado durante todo ciclo de vida da UTA e dos respetivos atenuadores.

“The cost to produce this power during the entire design life of the installation usually far exceeds the purchase cost of the silencer.” (Vér & Beranek, 2006, p. 335)

Por último e não menos importante é o fator económico. Está subentendido no rigor e detalhe de um projeto o seu incremento económico, não só relativo às fases de análise e desenvolvimento do produto mas também ao custo associado com processos de fabrico e na seleção de materiais com maior alcance. É, como já referido, objetivo da presente dissertação avaliar o potencial económico de todo o estudo e aferir o ponto de equilíbrio entre os diversos princípios aqui enumerados. É pretendido pelo autor, justificar o incremento económico e a viabilidade do projeto, não só com o ganho conseguido a nível do conhecimento e domínio das variantes teóricas, mas também com o aumento direto da sua eficiência energética e acústica – que irá aumentar o valor tecnológico intrínseco ao componente analisado.

É facto que o projeto dos atenuadores implica o conhecimento prévio de determinadas condicionantes do qual dependerá o sucesso do mesmo. Como tal, a principal preocupação a ser considerada é também a que motivou a instalação de atenuadores na unidade de tratamento – a redução de ruído inerente ao processo. É então imprescindível que em primeira instância seja adquirido todo o conhecimento relevante sobre os diversos parâmetros que contribuem – direta ou indiretamente - para a variação desta componente. Em seguida é igualmente relevante a caracterização da fonte sonora ao nível da: potência do espectro sonoro incidente, caracterização da banda de oitava principal, critério de ruído (NC) admitido no projeto e respetiva redução sonora pretendida – perda de inserção (Eq. 2.1).

$$IL = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_A}{W_D} \text{ (dB)} \quad (2.1)$$

A perda por inserção (IL) é um dos parâmetros com maior relevância em atenuação acústica e caracteriza-se pela diferença entre o valor da potência sonora medida, para as mesmas condições de ensaio, antes e depois da instalação de uma barreira acústica. Desta forma, pressupõe o conhecimento de algumas variáveis do sistema, como a impedância da sua fonte, o local de instalação e os respetivos coeficientes de reflexão intrínsecos à terminação do mesmo (Ingard, 2010). Na equação 2.1 as variáveis W_A e W_D representam, respetivamente, a potência sonora medida a jusante da secção de atenuação, antes e depois da instalação dos atenuadores. Este parâmetro determina o desempenho alcançado, pelo recurso a determinada técnica de atenuação acústica, caracterizada para toda a banda de oitava principal. A figura 2.17 ilustra a título exemplificativo a diferença no valor da potência sonora medido para um sistema com recurso a atenuadores acústicos dissipativos.

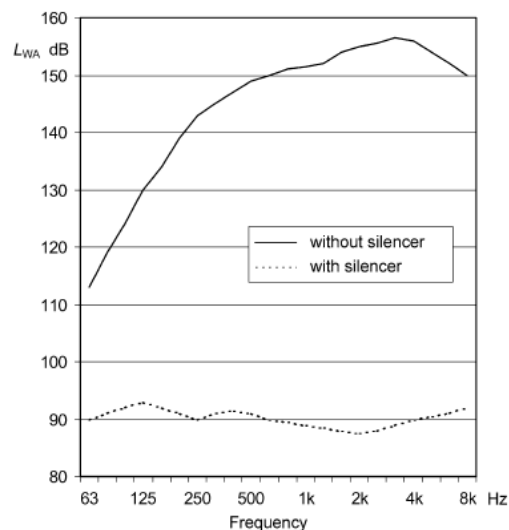


Figura 2.17 – IL alcançado com e sem recurso a atenuação acústica durante um processo industrial (Müller & Möser, 2013).

Outro parâmetro também bastante recorrente para quantificar o desempenho da secção de atenuação acústica é a perda por transmissão (em inglês *Transmission Loss* - TL). Este é independente da fonte de ruído e pressupõe que a terminação a jusante do conjunto seja anecoica, isto para que o valor medido não seja afetado pelo fenómeno de reflexão sonora. O TL, indica assim, a diferença da potência sonora incidente a montante perto da sua fonte (W_M) e a jusante transmitida pela secção de atenuação acústica (W_A).

$$TL = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_M}{W_J} \text{ (dB)} \quad (2.2)$$

Ambas as grandezas de absorção acústica variam consoante a concordância entre o sentido do escoamento e o da propagação sonora considerados, isto é, variam conforme a finalidade do sistema em análise, que pode ser destinado à insuflação (sentidos concordantes) ou à extração (sentidos opostos) de ar (dentro) do espaço interior. Este facto não será explorado durante a previsão da componente acústica devido às baixas velocidades inerentes ao escoamento.

Contudo é importante sintetizar e compreender o fenómeno. Sentidos contrários entre o escoamento e a propagação sonora originam uma atenuação superior na passagem pela secção acústica, pois o tempo de exposição entre espectro sonoro e os atenuadores é ligeiramente superior, fator associado à razão entre velocidades (Ingard, 2010). Shan K. Wang (Wang, 2000) escreve que ondas sonoras de baixas frequências que se propagam contrariamente ao escoamento, têm uma maior exposição ao material absorvor e, como tal, sofrem maior atenuação. O inverso acontece com as altas frequências, que devido aos efeitos do gradiente de velocidade, tendem a ser direcionadas para o centro dos canais de passagem (i.e. espaço vazio entre septos) onde não existe material absorvor e consequente atenuação. Por outro lado, para uma propagação sonora no sentido concordante do escoamento, as frequências mais elevadas da banda de oitava tendem a sofrer refração por influência deste na direção das paredes dos septos. Este fator aumenta ligeiramente o IL para a gama alta de frequências. Os efeitos descritos relacionados com a influência do escoamento são perceptíveis e ilustrados na figura 2.18.

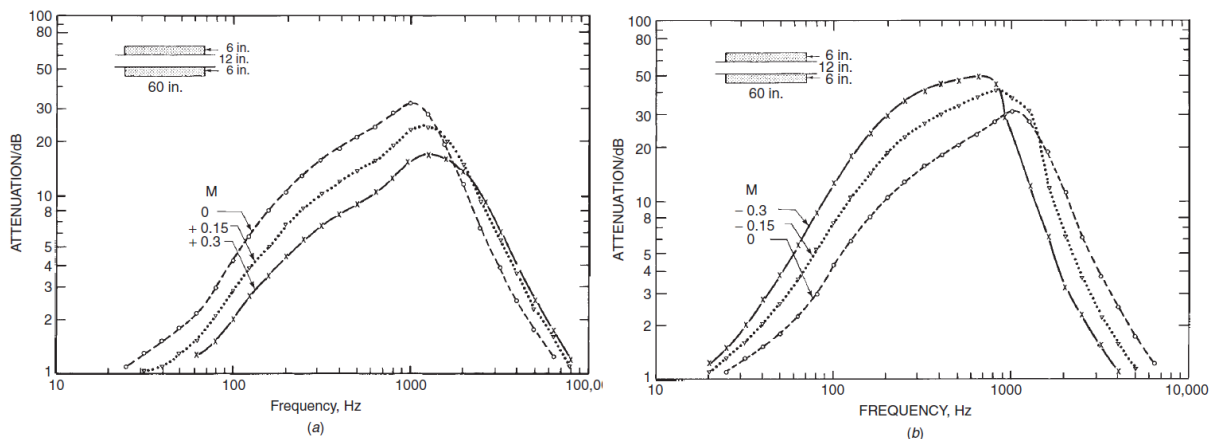


Figura 2.18 – Efeito do escoamento no IL da secção para velocidades de Mach = 0, 0,15 e 0,3, com o sentido do escoamento concordante ao da propagação representado pelo sinal + (a) e o inverso pelo o sinal – (b) (Vér & Beranek, 2006).

A metodologia a seguir, caso se pretenda considerar este fenómeno, começa por caracterizar a curva de atenuação de todo o modelo acústico com ausência de escoamento na secção ($V = 0 \text{ Ma}$) e em seguida procede-se à respetiva translação da mesma – conforme os sentidos analisados – com resultados semelhantes aos ilustrados na figura 2.18. A fator de translação calculado para delinear a nova curva de desempenho da constante de atenuação está bem caracterizado pela figura 2.19.

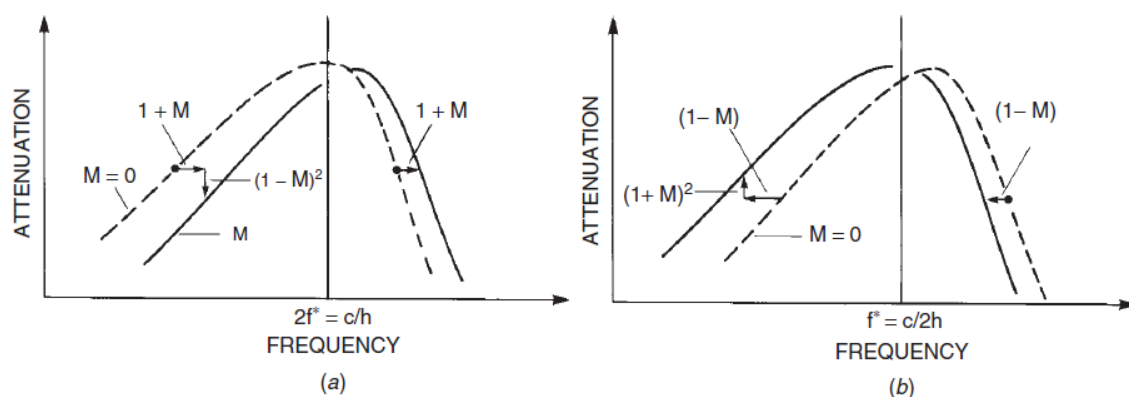


Figura 2.19 – Cálculo do fator de translação, para sentidos concordantes (a) e opostos (b) entre escoamento e propagação sonora (Vér & Beranek, 2006, p. 331).

2.2 Componente Acústica

“Noise (considered unwanted sound) was declared an environmental pollutant at the 1972 International Conference for the Environment, in Stockholm.” (Programme, 1972)

Acústica é a ciência encarregue do estudo do som e do ruído. Como referido, a importância da compreensão e controle deste parâmetro para medir o grau de conforto acústico sentido em espaços interiores é fundamental. Será portanto desenvolvida uma análise teórica ao longo do presente subcapítulo 2.2 para aprofundar o conhecimento sobre esta componente inerente ao estudo dos atenuadores. Desta forma, apresenta-se um pequeno enquadramento teórico, com conceitos básicos essenciais do domínio acústico, visando um desenvolvimento sólido e justificado do estudo apresentado.

Não há uma clara diferenciação científica entre a definição de som e ruído. Esta diferença é na verdade um pouco subjetiva e não está relacionada imperativamente com valores de frequência nem de amplitude. O som está geralmente associado a uma melodia - sensação agradável ao ouvido humano - e o ruído, por sua vez, é associado a uma perturbação sonora indesejada, com efeitos negativos na saúde, que se pretende reduzir ou eliminar dos espaços interiores mediante o recurso a técnicas de atenuação.

O som deriva de vibrações mecânicas que produzem pequenas flutuações de pressão no valor de referência do “meio elástico” inserido, imposto pela movimentação molecular. A propagação de ondas sonoras resulta de uma perturbação do meio com sucessivas compressões e expansões que se propagam longitudinal ou transversalmente. Estas ondas podem ser de caráter simples ou complexo - dependendo do número de frequências e respetivos modos de propagação - e a sua amplitude traduz a variação de pressão imposta no meio (ver figura 2.20).

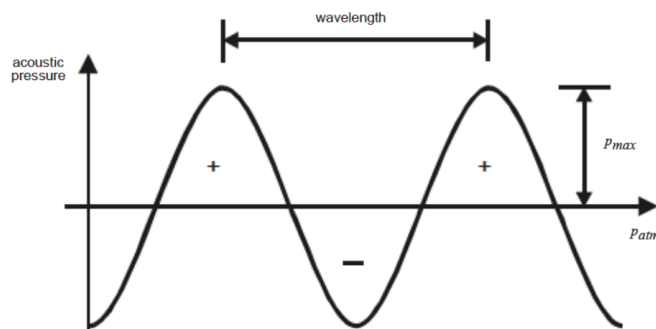


Figura 2.20 – Variação da pressão acústica relativa à atmosférica (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 23).

O som é assim equiparado a um movimento oscilatório repetitivo que se propaga no tempo e no espaço envolvente. Cada oscilação completa é denominada de ciclo e o número de ciclos realizados por segundo corresponde à frequência da onda sonora (Eq. 2.3).

$$f = \frac{1}{T} \text{ (Hertz)} \quad (2.3)$$

O comprimento de onda λ (Eq. 2.4), é a distância em metros, medida entre um período completo do movimento oscilatório para uma onda sonora com determinada frequência.

$$\lambda = \frac{c_0}{f} \text{ (m)} \quad (2.4)$$

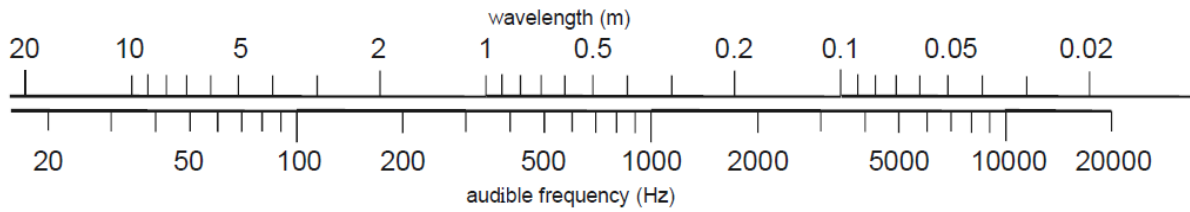


Figura 2.21 - Relação entre comprimento de onda e respectiva gama de frequência para condições padrão (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 24).

O valor da velocidade de propagação do som c_0 varia com as condições do meio inserido (White, 1994). Visto que a análise acústica está agregada ao fenómeno de tratamento de ar dentro de uma UTA, é relevante – admitindo a possibilidade de variação térmica - apresentar a relação entre c_0 e com a temperatura do meio (K).

$$c_0 = \sqrt{\gamma RT} \text{ (m/s)} \quad (2.5)$$

Simplifica-se convenientemente a equação 2.5 para o ar.

$$c_0 = 20.045 \cdot \sqrt{T} \text{ (m/s)} \quad (2.6)$$

O intervalo de magnitude de frequências que um ser humano sem problemas auditivos consegue captar é limitada entre valores a rondar os 20 Hz e o 20 000 Hz (ver figura 2.22), que correspondem a variações de pressão entre os 20 μPa e os 20 Pa respetivamente (Vér & Beranek, 2006). É neste intervalo de frequências que a análise acústica da secção dos atenuadores se irá focar.

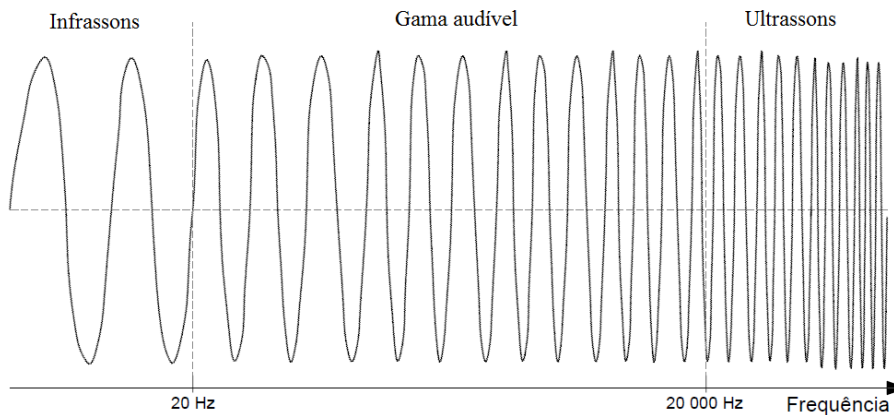


Figura 2.22 – Gama de frequência audível por um ser humano comum (Mateus, 2008).

Como referido, o tamanho do intervalo de pressão sonora sensível ao ouvido humano é bastante amplo e atinge, em grande parte dos casos, um rácio aproximado de 10^5 . É por este motivo que o recurso a uma escala baseada unicamente em valores de pressão sonora para medir os diferentes valores L_p (Eq. 2.7) é desajustada e inadequada. Como tal, é adotado o modelo logarítmico. Este modelo é também utilizado para mensurar o nível de potência sonora (Eq. 2.8) da respetiva fonte.

$$L_p = 20 \cdot \log_{10} \frac{P}{P_0} \quad (dB) \quad (2.7)$$

$$L_W = 10 \cdot \log_{10} \frac{W}{W_0} \quad (dB) \quad (2.8)$$

Onde P_0 e W_0 são a pressão e potência de referência respetivamente, $P_0 = 20 \mu Pa$ e $W_0 = 10^{-12} W$, que corresponde ao limite mínimo audível para o ouvido humano. Para o cálculo do valor de pressão médio para determinado intervalo de tempo, recorre-se ao método do valor quadrático médio da pressão p_{rms} , também conhecido como valor eficaz, onde $p(t)$ é o valor da pressão sonora para o instante de tempo compreendido entre $T_1 < t < T_2$.

$$p_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T_2 - T_1} \cdot \int_{T_1}^{T_2} p^2(t) \cdot dt} \quad (2.9)$$

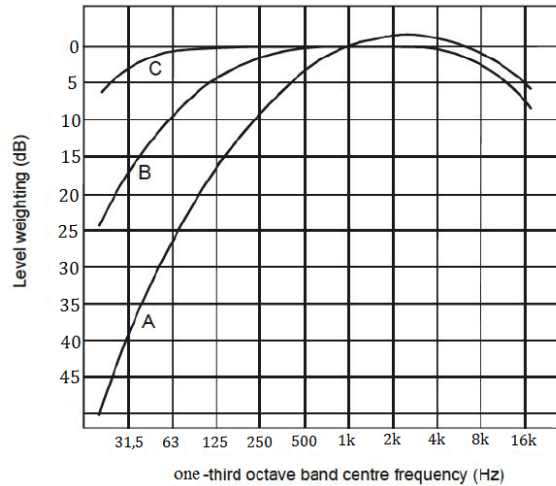


Figura 2.23 – Curvas de correção normalizadas – A, B e C (Bies & Hansen, 2009, p. 109).

Por forma a obter uma escala de frequências que transmita a capacidade do ouvido humano de distinguir as diferentes gamas de frequências, foi elaborada uma escala sonora com diversas divisões – chamadas as bandas de oitavas. Sabe-se que o ser humano, não tem uma sensibilidade proporcional à diferença entre frequências e a perceção de um som emitido a 250 Hz ou 500 Hz é praticamente igual quando comparada com a diferença de um som emitido a 1000 Hz e a 2000 Hz. A gama de frequências é normalmente separada em oito partes, sendo que o primeiro valor será aproximadamente metade do valor imediatamente a seguir, i.e. 63, 125, 250, 500, 1000, 2000, 4000 e 8000. As frequências normalizadas enunciadas são descritas como frequências centrais. No entanto, caso se pretenda uma gama de valor intermédio entre estas, é costume recorrer-se a uma divisão do tipo $1/n$, sendo que as duas mais comuns são as partições $1/2$ e $1/3$ de oitava (Eq. 2.10).

$$f_{m+1} = 2^{1/n} \cdot f_m \quad (Hertz) \quad (2.10)$$

No âmbito da problemática discutida, considera-se com maior interesse a atuação sobre as frequências de maior sensibilidade ao ouvido humano. Pressões sonoras iguais, propagando-se a diferentes frequências, são perceptíveis pelo ouvido humano de diferente forma. São recorrentemente utilizadas três escalas – *A*, *B* e *C* (ver figura 2.23), - com aplicações em diferentes ambientes - corretoras dos níveis de pressão e potência acústica medidos, de maneira a aproximá-los com maior rigor à sensibilidade sentida pelo ouvido humano. A escala que apresenta maior interesse em sistemas AVAC, é a escala adaptada *A*, onde a filtragem feita ao valor do nível de potência (Eq. 2.11) ou de pressão acústica (Eq. 2.12) medidas, reflete a sensibilidade do ouvido humano, corrigindo o valor das frequências situadas em ambas as extremidades da banda de oitava principal, com particular ênfase na sua extremidade inferior - gama baixa de frequências (ver figura 2.23). Este método permite também adquirir uma percepção mais concreta sobre os níveis sonoros de maior relevância em atenuar e/ou eliminar, i.e. gama intermédia (Bhatia, 2012).

$$L_{W_A} = 10 \cdot \log_{10} \frac{W_A}{W_0} \text{ (dB}_A\text{)} \quad (2.11)$$

$$L_{p_A} = 20 \cdot \log_{10} \left(\frac{1}{T_2 - T_1} \int_{T_1}^{T_2} [p_A^2(t)]^{1/2} \cdot dt \right) \text{ (dB}_A\text{)} \quad (2.12)$$

Tabela 2.3 – Valor das frequências corrigido (dB) em função da escala – *A* (Bies & Hansen, 2009, p. 104).

Frequency (Hz)	A-weighting correction	Frequency (Hz)	A-weighting correction	Frequency (Hz)	A-weighting correction
10	-70.4	160	-13.4	2500	1.3
12.5	-63.4	200	-10.9	3150	1.2
16	-56.7	250	-8.6	4000	1.0
20	-50.5	315	-6.6	5000	0.5
25	-44.7	400	-4.8	6300	-0.1
31.5	-39.4	500	-3.2	8000	-1.1
40	-34.6	630	-1.9	10000	-2.5
50	-30.2	800	-0.8	12500	-4.3
63	-26.2	1000	0.0	16000	-6.6
80	-22.5	1250	0.6	20000	-9.3
100	-19.1	1600	1.0		
125	-16.1	2000	1.2		

O controle de ruído é intrínseco a qualquer espaço físico interior e em certas situações também a nível exterior. Este controle é fundamental para medir a aceitabilidade de ruído nesses espaços e de que modo este pode ser prejudicial para os seus ocupantes. Para facilitar o controle, foram desenvolvidos alguns métodos para mensurar os níveis de ruído de maior sensibilidade ao ouvido humano e classificar os espaços consoante os níveis medidos. O critério de ruído singular numérico (em inglês *Noise Criteria* - NC) está entre os mais usuais e simplistas. É um método baseado na filtragem da escala – *A*, que potencia as médias e altas frequências e tolera as mais baixas na amplitude do intervalo da banda de oitava central, i.e. entre os 63 e os 8000 Hz. Este critério, com base nos níveis de pressão sonoros (SPL) estabelecidos, define um limite espectral da banda de oitava admitida, traçando uma curva limitadora semelhante à ilustrada na figura 2.24. Considerando que a curva tangente é traçada mediante a frequência máxima medida na amostra espectral, é possível, no decorrer da análise à mesma amostra, saber qual a frequência que determina o NC e atuar sobre esta de maneira a aumentar a eficiência acústica do espaço ou processo, e.g. secção de atenuação acústica em unidades AVAC.

É perceptível numa análise à figura 2.24 onde estão representadas os perfis das curvas NC, a tolerância elevada admitida pelo critério para a gama inferior de frequências da banda de oitava principal. A mesma análise pode ser feita na tabela 2.3, onde se verifica também uma correção idêntica - ao valor da potência sonora – à utilizada pelo critério NC, para ambas as gamas de frequências situadas na extremidade da banda de oitava principal. No universo dos sistemas AVAC é aconselhável que se balanceie o espectro sonoro e que se evite sons repetitivos em prol do conforto acústico dos espaços.

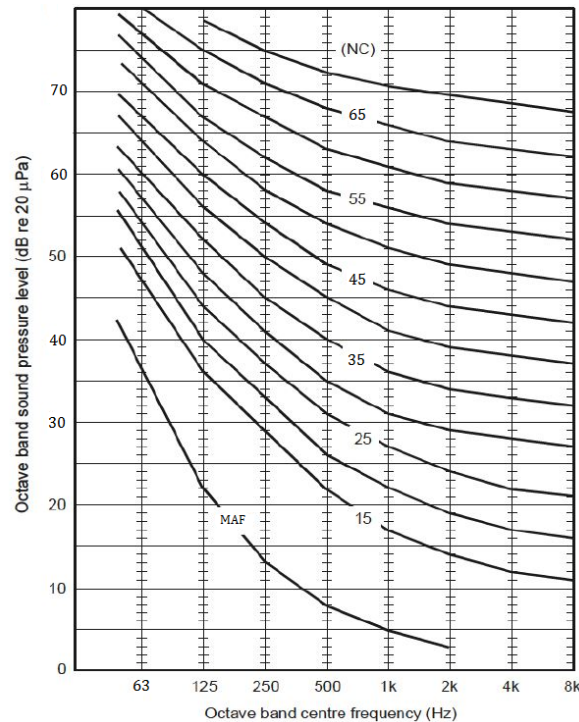


Figura 2.24 – Curvas de critério de ruído (NC) (Bies & Hansen, 2009, p. 171).

Ao conjunto sonoro composto por um elevado número de frequências dispostas aleatoriamente (ver figura 2.25), dá-se o nome de espectro contínuo de ruído ou espectro sonoro. O espectro, em acústica, é analisado de forma analítica com recurso ao método de aproximação das séries de Fourier, onde o sinal medido é decomposto em diferentes séries de frequências básicas conhecidas. A aproximação feita é normalmente composta por um número elevado de frequências aleatórias, que podem ou não, ter impacto numa gama específica, e.g. domínio das baixas frequências. No presente estudo a fonte ruidosa tem particular relevância no espectro sonoro de gama média – alta, devido à fonte sonora da UTA. Como referido, esta gama é também a que maior sensibilidade incute no ouvido humano. Assim o estudo e os atenuadores dissipativos irão focar a sua atuação visando o aumento da eficiência acústica da unidade.

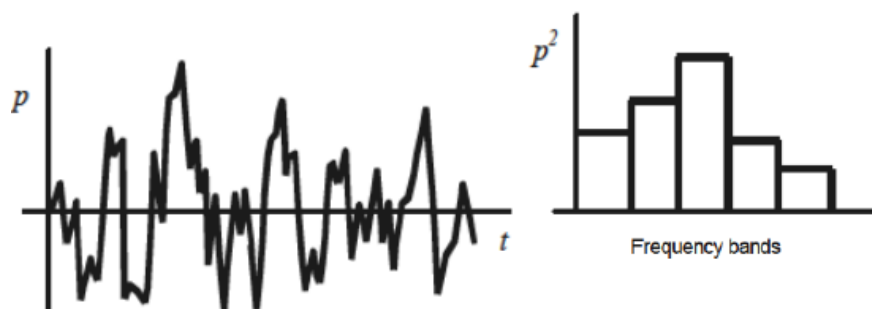


Figura 2.25 – Amostra espectral em função da variação da pressão sonora aleatória no tempo e o respetivo espectro em bandas de frequência (Bies & Hansen, 2009, p. 42).

Notoriamente, as fontes ruidosas são de caráter espectral, compostas por um elevado número de frequências que cobrem maioritariamente de forma constante toda a amplitude da banda de oitava, com algumas exceções que podem ter particular incidência em determinada frequência específica. Como tal, é relevante aferir qual o nível sonoro contínuo equivalente L_{peq} (Eq. 2.13) associado à incidência do espectro sonoro. O valor determinado pela equação 2.13 é uma equivalência da globalidade da energia sonora implícita no espectro. É aconselhável porém, caso a finalidade seja a eficiência acústica, recorrer à escala corretora do tipo $-A$ nos níveis medidos de potência sonora para as diferentes frequências e só depois proceder ao cálculo da equivalência sonora do espectro.

$$L_{W_{eq}} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^N 10^{L_{Wi}/10} \text{ (dB)} \quad (2.13)$$

$$L_{W_{Aeq}} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^N 10^{L_{WAi}/10} \text{ (dB}_A\text{)} \quad (2.14)$$

2.2.1 Fenómeno de propagação acústica

A propagação sonora no meio é análoga a um fenómeno ondulatório e, como tal, pode ser fundamentada por algumas leis nucleares da física. Neste contexto definem-se a equação do movimento, também conhecida como equação de Euler (Eq. 2.17), a equação da continuidade (Eq. 2.20) e por último a equação de estado ou de energia aplicada a um processo isentrópico para um gás ideal (Eq. 2.22). A conjugação das três equações mencionadas origina a equação de onda, responsável por definir e descrever o comportamento acústico no meio. Em todo o caso, é possível aproximar, para grande parte dos casos, o desenvolvimento da propagação sonora a um fenómeno conservativo, com perdas energéticas pontuais e desprezáveis (Bies & Hansen, 2009).

O desenvolvimento do conjunto de equações que compõem a equação de onda será feito de uma forma sucinta e objetiva, onde as principais considerações e respetivas simplificações, serão apenas referenciadas e não demonstradas analiticamente – caso se pretenda compreender com maior rigor as mesmas, sugere-se a literatura utilizada (Kinsler, Frey, Coppens, & Sanders, 2000 - Cap. 5). Começa-se por enunciar a equação compacta de Navier-Stokes (NS) na sua forma divergente.

$$\frac{\partial V}{\partial t} + (V \cdot \nabla) \cdot V = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \cdot \nabla^2 \cdot V + g \quad (2.15)$$

Onde $V(x,y,z,t)$ é o vetor velocidade e o operador matemático ∇ é o operador Laplaciano que se desenvolve para um sistema de coordenadas cartesianas da seguinte forma:

$$\nabla = \frac{\partial}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.16)$$

Para um fluido invíscido e desprezando as forças de campo, reescreve-se a equação 2.15 e obtém-se a equação 2.17 conhecida como a equação de Euler.

$$\rho \cdot \frac{\partial V}{\partial t} = -\nabla p \quad (2.17)$$

Para definir a equação da continuidade, considera-se um volume de controle fixo infinitesimal (VC) semelhante ao da figura 2.26 sujeito a um fluxo de massa. Faz-se em seguida um balanço de massas ao VC.

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \sum_i (\rho AV)_S - \sum_i (\rho AV)_E = 0 \quad (2.18)$$

Deprezoando a quantidade implícita na resolução do integral para um escoamento permanente.

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV \approx \frac{\partial \rho}{\partial t} dx \cdot dy \cdot dz \quad (2.19)$$

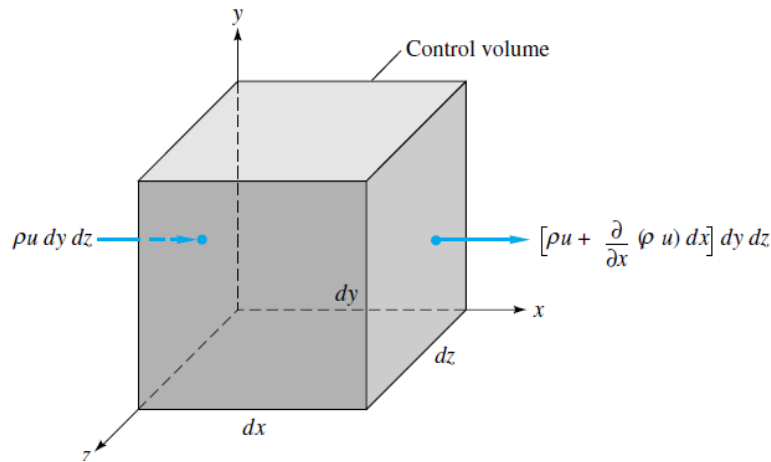


Figura 2.26 – Volume de controle infinitesimal, $dV = dx \cdot dy \cdot dz$ (White, 1994).

Define-se a equação da continuidade (Eq. 2.20), precedida do balanço de massas e da referida simplificação na equação 2.19, reescrevendo a equação 2.18.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2.20)$$

Por se considerar o fenómeno de propagação um processo isentrópico, a hipótese de reversibilidade permite o recurso a uma equação de estado. Da mesma forma, considera-se que a pressão acústica é uma função apenas da densidade e da velocidade de propagação sonora no meio. Enuncia-se a equação de estado para um gás perfeito num processo adiabático, i.e. $\partial Q = 0$.

$$\frac{p}{p_0} = \left(\frac{\rho}{\rho_0} \right)^\gamma \quad (2.21)$$

Em que $\gamma = C_p/C_v$ é o coeficiente de expansão adiabático, p_0 e ρ_0 são os valores de pressão e densidade, respetivamente de referência para o meio. Assumem-se para o fenómeno em referência pequenas variações no valor da densidade do meio em consequência da perturbação acústica ao estado de equilíbrio do mesmo e como tal reescreve-se a equação 2.21.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho} \right)_s = \gamma \cdot \frac{p_0}{\rho_0} \quad (2.22)$$

Na equação 2.22 o termo à esquerda da igualdade representa a pequena perturbação acústica ao meio e o índice s a sua base salienta que a veracidade da igualdade é apenas possível para um processo isentrópico. O termo à direita da igualdade pode ser simplificado com recurso à equação 2.5 e reescrito da seguinte forma.

$$\gamma \cdot \frac{p_0}{\rho_0} = c_0^2 \quad (2.23)$$

Reescreve-se a equação 2.22 com a referida simplificação e obtém-se equação da energia com as devidas simplificações – de acordo com a problemática abordada – do fenómeno de propagação acústico.

$$\left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = c_0^2 \quad (2.24)$$

Apresenta-se o conjunto das três equações fundamentais que compõem a Equação de onda.

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho \cdot \frac{dV}{dt} + \nabla p = 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho V) = 0 \\ \left(\frac{\partial p}{\partial \rho}\right)_s = \gamma \cdot \frac{p_0 + p}{\rho_0 + \rho} \cong \gamma \cdot \frac{p_0}{\rho_0} = c^2 \end{array} \right. \quad (2.25) \quad (2.26) \quad (2.27 \text{ a, b, c})$$

De forma a definir a função que descreve o fenómeno de propagação acústico, elimina-se a variável da velocidade da equação de Euler (Eq. 2.25) e da continuidade (Eq. 2.26) e diferencia-se em relação à posição e ao tempo respetivamente. Posto isto, substitui-se a equação 2.26 pela relação definida na equação de estado simplificada e obtém-se assim a equação de onda.

$$\nabla^2 p - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 p}{\partial t^2} = 0 \quad (2.28)$$

Em análise acústica linear é assumido que o campo de velocidades é irrotacional e, como tal, é matematicamente representado por um gradiente de uma função escalar com dependência temporal, denominado por função potencial ou potencial de velocidade (Kinsler et al., 2000). Note-se que o campo de velocidades é apenas relativo à velocidade da partícula associada ao fenómeno de propagação sonoro, pois não é considerada existência de escoamento de fluido acoplado ao mesmo.

$$\vec{V} = -\vec{\nabla} \varphi \quad (2.29)$$

A equação de Euler (Eq. 2.25) relaciona a segunda variável acústica (i.e. pressão) com a velocidade acústica da partícula, de onde se obtém, mediante substituição da igualdade (Eq. 2.29) a seguinte relação:

$$p = \rho \cdot \frac{\partial \varphi}{\partial t} \quad (2.30)$$

Por último, conjugam-se as equações 2.29 e 2.30 com a equação 2.28 e integra-se a mesma em respeito à variável temporal. Desta forma, obtém-se a equação que caracteriza o fenómeno de propagação sonora no espaço e no tempo, em termos de um potencial acústico – Equação de Onda.

$$\nabla^2 \varphi - \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0 \quad (2.31)$$

A utilização da Equação de onda (2.31) ao longo do desenvolvimento da dissertação será feita com base em todas as simplificações referidas, sintetizadas da seguinte forma (Kinsler et al., 2000):

- Fluido invíscido e irrotacional;
- Inexistência de forças de campo;
- Termos de segunda ordem e de ordem superior desprezados;
- Pequenas variações de densidade;
- Gás perfeito e processo isentrópico;
- Meio estacionário e homogêneo;
- Desacoplamento do escoamento ao fenómeno de propagação acústico;

Como referido, a equação 2.31 caracteriza o fenómeno de propagação sonora no espaço e no tempo para um referencial cartesiano. Em todo o caso, é possível explorar um caso simplificado para uma propagação de ondas planas unidimensional (e.g. eixo Ox), onde se deduz:

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} = \frac{1}{c^2} \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.32)$$

A solução geral admitida há equação 2.32 para a propagação de ondas planas unidirecional é a seguinte:

$$\varphi(x, t) = f \cdot (ct \pm x) \quad (2.33)$$

A solução geral f da Equação de onda unidimensional (2.33) é uma combinação linear que descreve a propagação sonora ao longo do eixo x , para determinado instante t , bem como, a variação com o tempo de determinada posição x . Os sinais \pm impõem o sentido de propagação da onda plana, sendo que o negativo traduz uma propagação no sentido positivo do eixo x e o positivo a situação inversa. A função contínua $f(ct \pm x)$, através da análise de Fourier, pode ser representada por um somatório de funções harmónicas simples, ou seja, por função de senos, cossenos ou combinação linear de ambas. Seja f uma função contínua real periódica de 2π , com amplitude máxima A , então a variação harmónica simples pode ser escrita da seguinte forma.

$$\varphi(x, t) = A \cdot \cos(k(ct \pm x) + \beta) \quad (2.34)$$

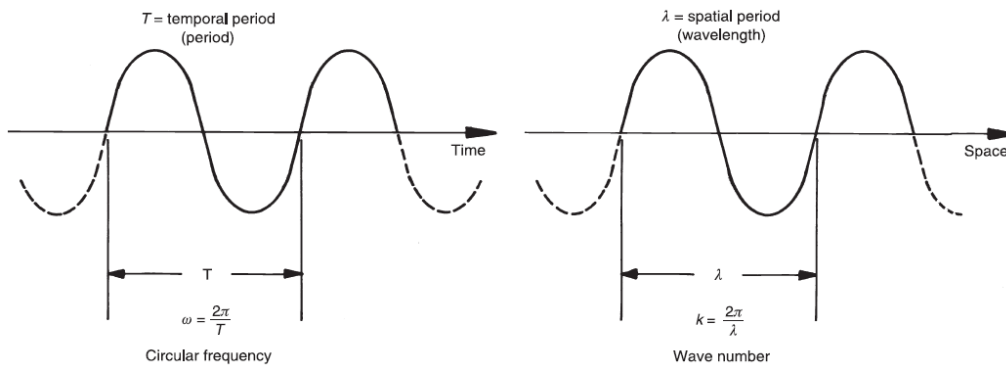


Figura 2.27 – Analogia entre frequência angular e frequência espacial (Fahy & Gardonio, 2007, p. 6).

Sendo β uma constante de fase arbitrária (rad) em determinado instante t , considera-se a distribuição espacial para um instante fixo e admite-se que $kct + \beta = 0$, reduzindo assim a solução da equação 2.34 à seguinte forma:

$$\varphi = A \cdot \cos(kx) \quad (2.35)$$

O parâmetro $k = 2\pi/\lambda$ (rad/m), conhecido como número de onda ou constante de propagação, representa fisicamente uma frequência espacial do ciclo harmónico. A compreensão deste parâmetro é fundamental

para a representação matemática espacial do fenómeno de propagação de ondas e consequentemente do fenómeno de absorção acústico, razão pela qual será posteriormente abordado com maior clareza no subcapítulo 2.2.3. Considera-se agora a distribuição temporal para uma posição espacial fixa x e de forma análoga ao número de onda, a constante de fase β será escolhida para uma posição fixa $\beta \pm kct = 0$. Obtém-se desta forma uma solução unicamente temporal representada da seguinte forma:

$$\varphi = A \cdot \cos(kct) \quad (2.36)$$

Aplica-se a seguinte simplificação, com recurso à relação de posição fixa, referida no parágrafo anterior em conjunto com a equação 2.3:

$$(kc) \cdot t = \left(\frac{2\pi}{T}\right) \cdot t = (2\pi f) \cdot t = \omega t \quad (2.37)$$

Por último substituem-se na equação 2.34 as relações provenientes das equações 2.36 e 2.37 e obtém-se a solução harmónica simples no espaço e no tempo, para uma propagação longitudinal de ondas planas caracterizada pela equação 2.38:

$$\varphi(x, t) = A \cdot \cos(\omega t \pm kx + \beta) \quad (2.38)$$

Como forma de aprofundar a componente teórica do fenómeno de propagação acústico, introduz-se a linguagem matemática adotada pela sua ciência, i.e. notação complexa. A caracterização do fenómeno com recurso à matemática complexa, é bastante benéfica na compreensão do modelo matemático e é utilizada, como forma de simplificar as operações inerentes ao estudo do fenómeno de propagação e ao desenvolvimento do campo acústico (Cox & D'Antonio, 2004). Reescreve-se a solução da equação 2.32 com recurso à referida notação, na forma exponencial e com recurso à representação por um conjunto de funções trigonométricas.

$$\varphi(x, t) = A \cdot e^{j(\omega t \pm kx + \beta)} = A \cdot \cos(\omega t \pm kx + \beta) + jA \cdot \sin(\omega t \pm kx + \beta) \quad (2.39 a, b)$$

Introduz-se assim a notação complexa na sua forma exponencial, em que a solução harmónica longitudinal da equação de onda, pode ser expressa por uma combinação de funções trigonométricas simples com parte real - semelhante à solução apresentada pela equação 2.38 - e outra imaginária (desfasada em 90°). A parte real da equação 2.39 (b) corresponde ao valor físico real da pressão em função de ambas as variáveis (i.e. temporal e espacial), enquanto que a parte imaginária, representa no plano complexo a fase do movimento para esse mesmo instante e posição.

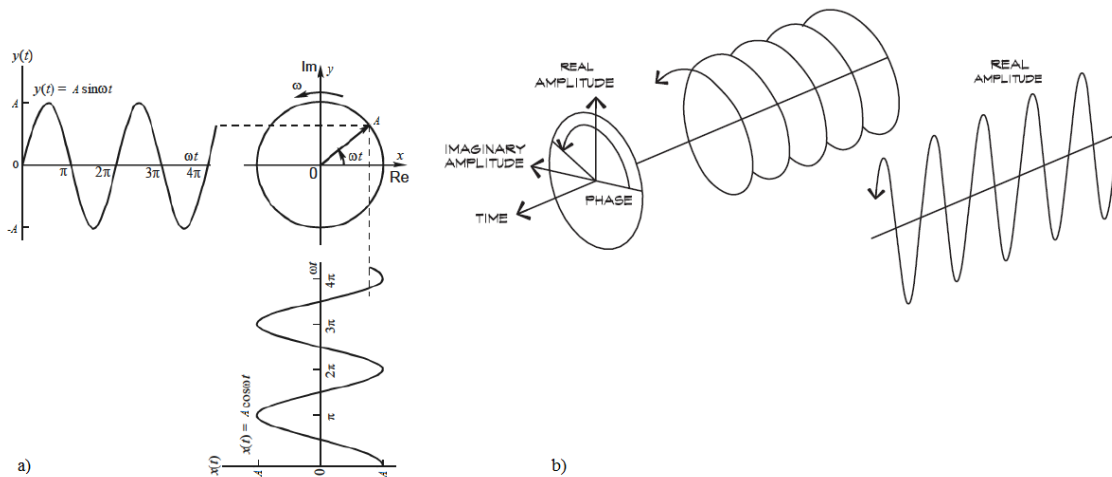


Figura 2.28 – Resposta harmónica no plano complexo (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 26; e de Long, 2006, p. 46).

A figura 2.28 faz a analogia, com base no plano complexo, à equação 2.39 (a). Assim é possível, para qualquer instante, mediante a posição do vetor no plano, obter a fase e amplitude do movimento. Desta forma, é perceptível a real importância da notação complexa na caracterização do fenómeno de propagação. A parte real da equação 2.39 (a) é obtida pela projecção do vetor A no eixo Ox e corresponde ao valor real da pressão sonora A_{Re} . A parte imaginária A_{Im} é a projecção do mesmo vetor no eixo Oy . Do plano complexo derivam-se as seguintes relações:

$$A_{Re} = |A| \cdot \cos(\omega t) \quad , A_{Im} = |A| \cdot \sin(\omega t) \quad , \omega t = \tan^{-1}(A_{Im}/A_{Re}) \quad (2.40 \text{ a, b, c})$$

O fenómeno de propagação acústico, é inevitavelmente correlacionável com o meio onde este ocorre. Como tal e focando a problemática da atenuação, é conveniente introduzir algumas propriedades acústicas do mesmo, que interferem com a intensidade e comportamento do fenómeno durante a interação com o meio, seja este de carácter fluido, e.g. ar, ou sólido, e.g. material fibroso. Através da Eq. de Euler (2.25) é possível relacionar as variáveis acústicas de interesse. A razão entre a pressão acústica do meio e o valor absoluto da velocidade da partícula para o mesmo instante temporal e espacial, define a impedância característica do meio.

Começa-se por se apresentar uma solução possível da equação 2.28, em notação complexa na forma exponencial, de forma semelhante ao demonstrado anteriormente para o potencial acústico de velocidade, com $\beta = 0$ e sentido de propagação definido pelo sinal negativo. Assim, define-se o fenómeno de propagação sonoro unidimensional com base na seguinte forma:

$$p(x, t) = p_i \cdot e^{j(\omega t - kx)} \quad (2.41)$$

Relaciona-se com a velocidade absoluta da partícula recorrendo-se à Eq. de Euler.

$$u(x, t) = -\frac{1}{j\omega\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial x} = \frac{k}{\omega\rho} p_i \cdot e^{j(\omega t - kx)} = \frac{p(x, t)}{\rho c} \quad (2.42)$$

Por último, resolve-se a relação anterior em função da propriedade característica do meio de propagação.

$$\rho c = \frac{p(x, t)}{u(x, t)} = Z_0 \quad (2.43)$$

A equação 2.43 introduz assim, uma propriedade acústica do meio. A impedância, será amplamente utilizada na caracterização das condições fronteira e no desenvolvimento da equação de onda para o caso da propagação acústica dentro da secção em análise. A propriedade definida em cima, é uma das três formas de impedância utilizadas em acústica e os parâmetros que a compõem - ρ e c - são os respetivos valores da densidade e velocidade de propagação do som no meio inserido. Define-se assim a impedância característica do meio (Z_0). Esta é independente do modo de propagação e definida – como demonstrado - pelo rácio da pressão acústica com a velocidade absoluta da partícula para uma onda plana no meio de propagação livre, ou seja, é a resposta do meio ao fenómeno acústico e está diretamente relacionado com as suas propriedades físicas.

Para definir a impedância acústica de uma determinada superfície S de material – normalmente extrapolado experimental ou empiricamente – faz-se o rácio entre a pressão acústica média incidente numa superfície e o volume da amostra a dada velocidade para essa mesma superfície ($u \cdot S$). Esta propriedade é intrínseca do material e relevante no seu desempenho acústico.

$$Z_A = \frac{p}{u \cdot S} \quad kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-4} \quad (2.44)$$

A impedância acústica específica define-se do mesmo modo - rácio da pressão acústica com a velocidade da partícula – para um determinado ponto de incidência no meio acústico (e.g. meio semi-rígido), mas para uma onda de pressão sonora específica. A variável pode também ser enunciada em notação complexa com o mesmo propósito das restantes já consideradas até ao momento. A sua componente real caracteriza a resistência acústica R e a sua componente imaginária à reactância acústica X .

$$Z_a = R + jX \quad (2.45)$$

No seguimento do parágrafo anterior é também importante definir a impedância acústica específica normal do meio. Esta irá satisfazer a condição de continuidade para ondas de pressão e velocidade da partícula incidentes na interface entre dois meios distintos (i.e. condições fronteira da problemática) para um determinado modo de propagação. Este parâmetro depende, portanto, do ângulo de incidência (θ_i), das propriedades do material e define-se pelo rácio entre a pressão acústica e a normal da componente da velocidade da partícula incidente (Kinsler et al., 2000; Vér & Beranek, 2006).

$$Z_{an} = \frac{p}{u \cdot \cos \theta_i} \quad (2.46)$$

2.2.2 Absorção acústica – Lã mineral

Parte elementar de um projeto de dimensionamento e conceção de atenuadores acústicos dissipativos, é a seleção ideal do absorvedor acústico em concordância com as condições de operação da unidade. Em acústica, um absorvedor é um material de carácter poroso ou fibroso utilizado para reduzir a intensidade do espectro sonoro emitido, através da dissipação da energia sonora por este transportado (a tabela 2.4 apresenta alguns tipos de material utilizados com esta finalidade). A presente dissertação irá restringir o desenvolvimento desta componente teórica, apenas ao material fibroso utilizado pela empresa na conceção dos atenuadores dissipativos - lã de rocha mineral. O presente subcapítulo, caracteriza assim as propriedades físicas e acústicas fundamentais do material e desenvolve a respetiva ligação das mesmas com o seu desempenho acústico.

Começa-se por caracterizar o absorvedor acústico quanto ao modo de propagação sonora por este admitido ao longo da interação com o espectro incidente. O material é considerado homogéneo, isotrópico e tem um desempenho acústico implícito constante do tipo *bulk reacting* ou *non-locally reacting*, i.e. permite a propagação do campo sonoro em paralelo com a sua interface. Este comportamento traduz num valor constante para a pressão sonora medida dentro do domínio de interação entre o campo e o material (Ingard, 2010; Vér & Beranek, 2006). Existe outro tipo de material com diferente comportamento relativo ao modo de propagação - *locally reacting* – menos usual em atenuadores do tipo dissipativo e como tal, o seu conteúdo não será explorado pela presente dissertação.

A capacidade de atenuação acústica da lã de rocha é inerente à sua constituição – material fibroso. Malcom (Crocker, 1997) refere que materiais desta natureza, quando expostos a variações de pressão sonora, as moléculas de ar na sua superfície e as existentes entre os seus poros fibrosos sofrem pequenas oscilações. Este fenómeno origina uma conversão da energia sonora em calor, devido às perdas térmicas e viscosas associadas à interação entre as moléculas de ar aqui presentes (ver figura 2.29 a). Por outro lado, a conversão de energia sonora é também relacionável com a interação entre as fibras constituintes do material. Isto porque, a grande proximidade destas, aliada ao seu movimento oscilatório - induzido

pela perturbação do meio - promove o contacto e, por fricção, gera a conversão de energia transportada pelo campo sonoro em calor (ver figura 2.29 b).

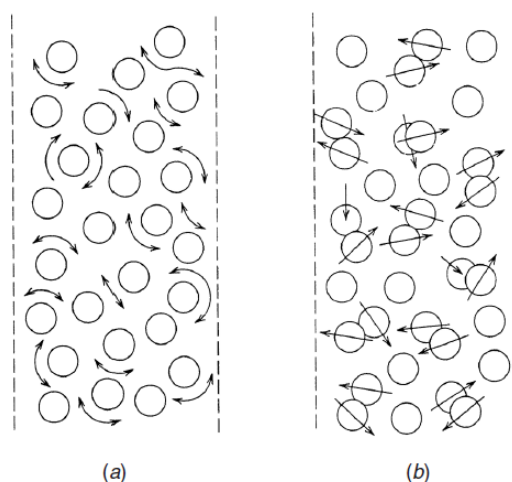


Figura 2.29 – Fenómenos resultantes da interação entre uma onda de pressão sonora e o absorvor acústico, com perdas viscosas entre os canais de ar (a) e perdas por fricção devido à interação entre os filamentos fibrosos (b) (Malcolm, 2007, p. 697).

O absorvor acústico é naturalmente caracterizado pela sua capacidade de atenuação, esta é diretamente relacionável com determinadas propriedades do material, como a sua composição, orientação, diâmetro e disposição da fibra, densidade, tipo e quantidade de revestimento utilizado, etc. (Cox & D'Antonio, 2004). Através do respetivo coeficiente de absorção α (Eq. 2.47), é possível classificar e caracterizar o material quanto à sua natureza acústica. O coeficiente é então determinado pelo rácio entre a energia sonora absorvida ($W_{absor.}$) e a incidente ($W_{inc.}$) para uma determinada amostra de material.

$$\alpha(f) = \frac{W_{absor.}}{W_{inc.}} \quad (2.47)$$

Este valor é intrínseco ao material mas varia também com alguns fatores externos: gama de frequência incidente, espessura de material e processo de instalação. A figura 2.30 apresenta o desempenho do coeficiente de absorção para o mesmo tipo de material, em função da variação dos primeiros fatores.

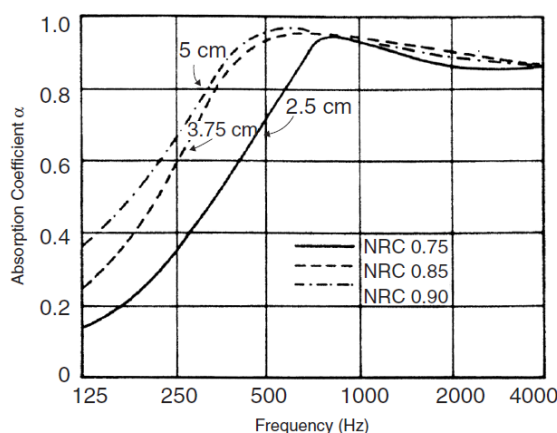


Figura 2.30 – Coeficiente de absorção e qualificação do seu desempenho – através do critério de redução de ruído (NRC) - para três diferentes espessuras do mesmo material fibroso (Malcolm, 2007).

O coeficiente de absorção descrito, varia de material para material e o seu valor está diretamente relacionado com as respetivas propriedades físicas - porosidade, tortuosidade, resistividade ao fluxo,

fator de forma estrutural (i.e. a disposição das fibras, respetivo diâmetro e perfil dos poros), elasticidade, etc. - umas com maior contribuição que outras. Do conjunto, existem duas em particular que são fundamentais ao cálculo do desempenho acústico do material e consequentemente do atenuador e são a resistividade ao fluxo (R_s) e a porosidade (ϵ), (Cox & D'Antonio, 2004; Vér & Beranek, 2006).

A resistividade específica ao fluxo de ar é calculada através da resistência ao fluxo (R_f) por unidade de espessura da amostra (Δx), esta medida traduz a oposição do material (de espessura fixa) quando o mesmo é sujeito à incidência de uma determinada quantidade de volume de um fluido. Esta passagem da amostra de fluido pelo material, induz um diferencial de pressão estático (Δp) na sua superfície, cujo o rácio deste valor com o da velocidade (U) da amostra, quantifica a resistência do material em se opôr à passagem de um determinado fluxo, i.e. a resistência ao fluxo (R_f) do material. O incremento no valor desta propriedade, resulta num aumento da resistência do material em captar o espectro sonoro incidente e consequentemente reduz a capacidade de atenuação do mesmo, prejudicando assim a sua eficiência acústica. Este valor é normalmente discriminado na ficha técnica do absorvor acústico segundo a norma (ISO 9053, 1991), porém, pode também ser determinado por método experimental ou com recurso a modelos empíricos (Bies & Hansen, 2009).

$$R_f = \frac{\Delta P}{U} = \frac{A \cdot \Delta P}{Q} \quad Pa \cdot s \cdot m^{-1} \quad (MKS \text{ rayls}) \quad (2.48)$$

$$R_s = \frac{R_f}{\Delta x} \quad Pa \cdot s \cdot m^{-2} \quad (MKS \text{ rayls/m}) \quad (2.49)$$

A resistividade específica ao fluxo está relacionada principalmente com o diâmetro da fibra constituinte e com a respetiva densidade do material. A figura 2.31 caracteriza esta correlação, através de um modelo empírico desenvolvido com base em valores medidos em diversas amostras de absorvores acústicos comuns, utilizados recorrentemente no ramo da atenuação acústica (Bies & Hansen, 1980).

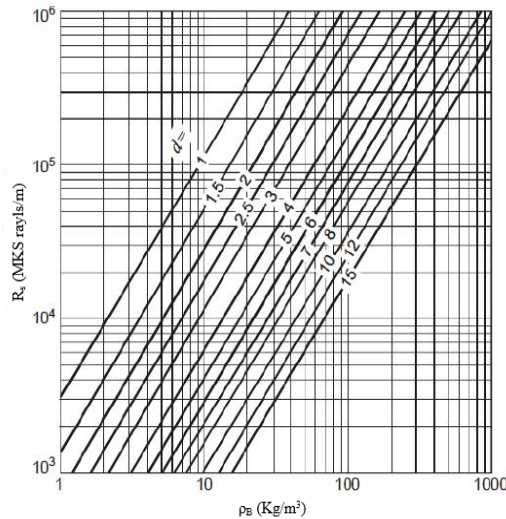


Figura 2.31 – Resistividade de fluxo em função da densidade do material e diâmetro de fibra (μm) (Bies & Hansen, 2009).

A relação existente entre a resistividade ao fluxo e a constituição do material, é assim definida através da equação 2.50, em que ρ_B é a densidade do material, d o diâmetro de fibra do material, $K_1 = 1.53$ e $K_2 = 3.18 \times 10^{-9}$ são coeficientes empíricos do modelo.

$$R_s = K_2 \cdot d^{-2} \rho_B^{K_1} \quad (2.50)$$

Tabela 2.4 – Valores de porosidade comuns (Cox & D'Antonio, 2004, p. 140).

Material	Typical porosities
Mineral wool	0.92–0.99
Open cell acoustic foams	0.95–0.995
Felts	0.83–0.95
Wood fibre board	0.65–0.80
Wood wool board	0.50–0.65
Porous render	0.60–0.65
Pumice concrete	0.25–0.50
Gravel and stone chip fill	0.25–0.45
Ceramic filters	0.33–0.42
Brick	0.25–0.30
Sinter metal	0.10–0.25
Firebrick	0.15–0.35
Sandstone	0.02–0.06
Marble	≈0.005

Outra propriedade física considerada no desempenho acústico do material é a porosidade, esta por norma não difere muito entre diferentes absorvedores acústicos e o seu valor representa a quantidade de volume de ar existente dentro do material. Esta é determinada através do rácio entre o volume total de poros e o volume total do material, ou seja, a porção de volume de ar existente dentro da estrutura do material. Materiais destinados à atenuação, têm maior volume de ar no seu interior e como tal, valores de porosidade próximos da unidade, e.g. $\epsilon_{\text{lã rocha}} \approx 0,98$.

A caracterização do absorvedor acústico enunciada até ao momento caracteriza apenas o fenómeno de atenuação intrínseco, as respetivas propriedades físicas que contribuem para o processo e como é feita a qualificação do seu desempenho. Existem, no entanto, outras duas propriedades não físicas - normalmente não fornecidas pelo fabricante - bastante relevantes para o estudo do desempenho do material. A abordagem utilizada para as descrever será baseada em modelos empíricos e fundamentada em literatura referenciada nesse sentido. Só assim é possível estabelecer uma base sólida para o princípio da análise da equação de onda com atenuação, derivada da interação entre o campo de pressões sonoras e passagem pela secção acústica.

2.2.2.1 Modelo empírico de caracterização das propriedades acústicas do material

O valor da constante de propagação do som para determinada amostra de absorvedor acústico isotrópico e homogéneo é um parâmetro complexo, pouco trivial de ser calculado, e depende maioritariamente de duas variantes complexas (Delany & Bazley, 1970). Para o determinar, é imperativo a caracterização da impedância acústica do meio – Z_A (Eq. 2.51) - e da constante de propagação do material - k_b (Eq. 2.52). É comum a caracterização normalizada de ambos os parâmetros, onde os valores de Z_0 e k_0 são tidos como referências às propriedades do meio (e.g. ar a 20°C).

$$Z_{An} = \frac{Z_A}{Z_0} = R - jX \quad (2.51)$$

$$k_{bn} = \frac{k}{k_0} = \beta - j\alpha \quad (2.52)$$

Vários estudos desenvolvidos ao longo das últimas décadas, visavam não só a compreensão da resposta acústica do absorvedor acústico quando exposto a um determinado espectro sonoro, mas também a formulação de modelos teóricos, fiáveis e capazes de aproximar a previsão dessa mesma resposta. O

método experimental – embora mais dispendioso e moroso - é o que maior exatidão e fiabilidade garante à caracterização das propriedades acústicas do material. É com recurso a esta abordagem, mediante o tratamento da informação recolhida nos ensaios práticos, que é possível, através de métodos de análise de regressão, a dedução de modelos empíricos capazes de prever o comportamento do material e suas propriedades em outros ambientes. Sabe-se que o estudo do material, unicamente com recurso ao método teórico, pode apresentar lacunas na adaptabilidade do modelo, bem como erros associados aos resultados obtidos. É importante a consciencialização de que o desenvolvimento deste tipo de modelos reduz apenas o número de ensaios práticos necessários, mas não os elimina por completo. É de salientar ainda, que são os modelos teóricos os responsáveis por uma melhor perceção do comportamento do material e que é daqui que se enraíza o conhecimento necessário para novas ideias e desenvolvimentos tecnológicos e de materiais (Cox & D'Antonio, 2004).

A figura 2.32 ilustra o registo de um ensaio experimental (P. Mechel, 1988 *apud* Vér & Beranek, 2006) realizado a diferentes amostragens de lã de rocha (de espessura desconsiderada) com incidência sonora normal à superfície do absorvedor acústico. O objetivo do ensaio passava por analisar a resposta do coeficiente acústico do material, com foco particular na gama intermédia da banda de oitava principal, mediante a alteração de um único parâmetro - a densidade da amostra. Constatou-se, mediante análise ao resultado experimental obtido, que o aumento da densidade do material é proporcional à diminuição do coeficiente de absorção do mesmo, comportamento esse concordante com a relação empírica formulada por Bies e Hansen (1980) e demonstrada acima na equação 2.50. É ainda notório que o parâmetro de variação em causa - densidade da amostra - não é o que permite a aproximação a uma única curva normalizada de desempenho acústico do material.

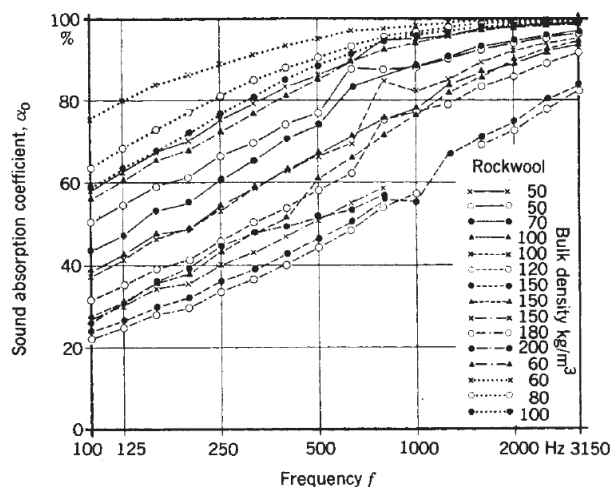


Figura 2.32 - Desempenho do coeficiente de absorção acústico em diferentes densidades de lã de rocha ($0,5\text{ m} < \Delta x < 1\text{ m}$), em função da frequência incidente (Vér & Beranek, 2006, p. 240).

A investigação desenvolvida por Delany e Bazley (Delany & Bazley, 1970) a uma elevada amostra de materiais fibrosos - destinados à atenuação acústica - tinha como objetivo, não só o estudo da resposta das propriedades acústicas do material, mas também a dedução de um modelo empírico capaz de prever o comportamento do próprio. Formulou-se - através de uma análise de regressão de resultados - uma relação capaz de prever a resposta dos coeficientes de impedância acústica e de constante de propagação, em função da variação de um único parâmetro normalizado E (Eq. 2.53). Este parâmetro relaciona a frequência emitida, com as propriedades do meio (ρ_0) e do absorvedor acústico - resistividade específica ao fluxo - e desta forma, obtém uma aproximação convergente do coeficiente de absorção para cada tipo de material, apenas com base nestas três variáveis.

$$E = \rho_0 \cdot f / R_s \quad (2.53)$$

A resistividade ao fluxo é, como referido, uma propriedade intrínseca do material que depende da sua constituição física e que influencia o seu coeficiente de absorção acústico. A figura 2.33 recorre aos dados obtidos no estudo elaborado por Mechel (P. Mechel, 1988), representado na figura 2.32, e ilustra a variação do coeficiente de absorção do material, mas neste caso, em função do parâmetro adimensional de frequência, onde é notória, a convergência da resposta para toda gama de absorsores ensaiados para uma só curva característica normalizada.

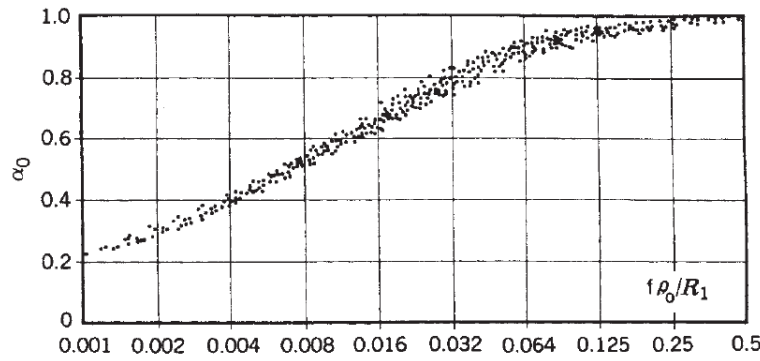


Figura 2.33 - Variação do coeficiente de atenuação acústica para diferentes materiais de lâmina de rocha ($0,5 \text{ m} < \Delta x < 1 \text{ m}$), em função da frequência com variação do parâmetro adimensional E (Vér & Beranek, 2006, p. 240).

A ilação retirada da figura 2.33 pode ser sintetizada na avaliação deficiente do desempenho acústico do material absorvedor quando sujeito à incidência de um espectro sonoro maioritariamente composto por baixas frequências, i.e. com maior comprimento de onda. Mesmo para elevadas espessuras de camada de material, o coeficiente de absorção sonora não é constante em toda a amplitude da banda de oitava medida e respeita a seguinte relação: $(\lambda/4) \cdot R_s < Z_0$ (para ar a 20° C $Z_0 = 415 \text{ Kg.m}^{-2}.\text{s}^{-1}$). Assim, caso se pretenda aumentar o desempenho acústico na gama das baixas frequências, é forçoso que durante a seleção do material absorvedor se equacione a relação apresentada e se opte por materiais com valores de resistividade ao fluxo reduzidos. Desta forma, proporciona-se um aumento no valor da eficiência de absorção para comprimentos de ondas mais elevados (Vér & Beranek, 2006).

Os resultados derivados da investigação desenvolvida por Delany e Bazley levaram à formulação de um modelo empírico capaz de prever o valor das propriedades acústicas do material – impedância e constante de propagação –, apenas com base no parâmetro normalizado E pela propriedade física do material (R_s). Foram analisadas quatro propriedades em particular R , X , β e α , que representam a resistência acústica, reactância acústica, constante de fase e de atenuação, respetivamente, todas elas medidas em função do parâmetro normalizado E . As curvas de resposta são representadas em escalas logarítmicas de onde foram extrapolados os coeficientes empíricos – a' , a'' , α' , α'' , b' , b'' , β' e β'' –, responsáveis pela evolução no comportamento do material mediante variação do parâmetro normalizado. As equações normalizadas 2.54 e 2.55 fazem parte do modelo empírico deduzido e traduzem a evolução de ambas as propriedades, mediante substituição dos coeficientes calculados para o material, que, por sua vez, variam de acordo com a constituição do mesmo.

$$k_{bn} = \frac{k}{k_0} = (1 + a'' \cdot E^{-\alpha''}) - ja' \cdot E^{-\alpha'} \quad (2.54)$$

$$Z_{An} = \frac{Z_A}{Z_0} = (1 + b'' \cdot E^{-\beta''}) - jb' \cdot E^{-\beta'} \quad (2.55)$$

Este parâmetro normalizado, é inevitavelmente influenciado pelas variações nos valores de referência tanto do meio em análise como do material. Para o caso de uma variação de temperatura, ambas as variáveis sofrem alterações o que origina alterações também no valor do parâmetro normalizado. Sendo o presente caso de estudo, inerente a um processo realizado por um sistema AVAC, é relevante a interpretação da possibilidade de uma variação térmica intrínseca a um processo dentro de um sistema semelhante. Para o caso de uma alteração térmica do meio, o seu valor de referência (ρ_0) pode ser relacionado com a temperatura da seguinte forma.

$$\rho_T = \rho_{T_0} \cdot \frac{T_0}{T} \quad (2.56)$$

Da mesma forma, também a propriedade física do material influente no parâmetro normalizado, pode ser correlacionada com a variação térmica. Através da variação do valor da viscosidade cinemática do meio – que varia com o valor da densidade do mesmo – pela relação apresentada pela equação 2.57.

$$R_s(T) = \frac{\nu(T)}{\nu(T_0)} \cdot R_s(T_0) \quad (2.57)$$

Em suma, a uma variação térmica nas condições de funcionamento está inevitavelmente implícita uma alteração do valor do parâmetro normalizado, pela consequente ligação deste com as variáveis em cima enunciadas. Desta forma, com base nas relações apresentadas pelas equações 2.54 e 2.55 é possível obter o valor das propriedades acústica de interesse – impedância e constante de propagação – para diversas medidas de temperatura.

É assim possível deduzir que a variação térmica do meio, incute uma alteração às propriedades do meio de propagação i.e. ρ_0 e c_0 (ver equação 2.5), bem como às propriedades acústicas do material e consequentemente no valor do coeficiente de absorção do absorvedor acústico ao longo da banda de oitava principal. Esta variação é representada pela diferença no perfil das curvas de desempenho acústico para o mesmo material em meios a temperaturas diferentes. A figura 2.34 representa esse mesmo cenário, onde é notório a translação e distorção – maioritariamente influenciada pela variação no valor da resistividade ao fluxo - da curva ao longo da banda de oitava, em função da variação térmica do sistema. As referidas alterações têm influência na curva de atenuação característica do material e que dependendo da finalidade do processo acústico, podem ou não comprometer a eficiência do mesmo (F. P. Mechel, 2008). Repare-se que em sistemas AVAC, a amplitude térmica experimentada é reduzida e este fator apresenta uma importância reduzida, no entanto os atenuadores são também utilizados em processos industriais a altas temperaturas, pelo que nesse caso é fundamental considerar este parâmetro.

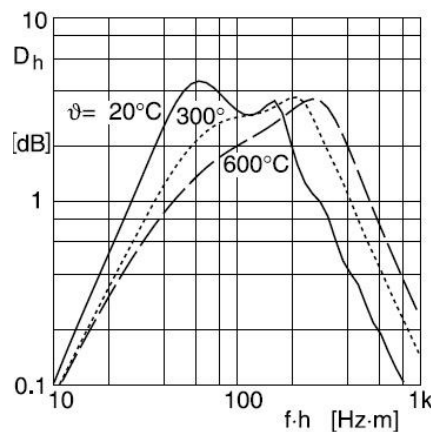


Figura 2.34 – Constante de atenuação (D_h) em função da frequência, com variação de temperatura no ambiente de propagação (F. P. Mechel, 2008, p. 741).

É um facto que o campo de velocidades em cada secção transversal da UTA ao longo do processo não é uniforme, sendo esta característica mais acentuada em secções analisadas a jusante do ventilador, fator esse posteriormente caracterizado. Não sendo claro, o mesmo facto acontece para a distribuição da temperatura ao longo da secção transversal, devido à interação com as fronteiras e respetivas trocas de calor e também a processos térmicos menos eficientes ao longo do tratamento. Quando se verifica uma temperatura mais elevada no centro do escoamento, o fenómeno de refração acústica acentua a interação entre o campo sonoro e as fronteiras com os atenuadores, o que aumenta ligeiramente o rendimento acústico da secção (Ingard, 2010). Fenómeno semelhante verifica-se, quando existe acoplamento entre o escoamento e o fenómeno de propagação sonora e ambos os sentidos são concordantes.

O modelo apresentado, bem como os coeficientes daí resultantes, são constantemente explorados por vários autores, conseguindo-se prever com um grau de precisão considerável a resposta acústica das propriedades do material fibroso em grande parte da amplitude da banda de oitava (Cox & D'Antonio, 2004). Vários são os autores que recorrem ao modelo empírico como método de previsão do comportamento do material em estudos comparativos entre as vertentes numérica e experimental. Astley e Cummings (Astley & Cummings, 1986) na formulação geral de uma análise de elementos finitos a uma conduta com revestimento interior de material do tipo fibroso (*lined duct*), durante a propagação sonora associada a um escoamento, exploram o método empírico como forma de descrever e caracterizar o comportamento do material fibroso em referência, que é diferente do utilizado por Delany e Bazley. Ramakrishnan e Watson (1991) recorrem também a este mesmo modelo e respetivos coeficientes para determinar o valor das propriedades do absorvedor acústico no desenvolvimento de curvas de desempenho da constante de atenuação implícita aos atenuadores dissipativos, semelhantes aos utilizados na presente dissertação. Este modelo apresenta porém, algumas restrições - nomeadamente na gama de frequências reduzida da banda de oitava, onde a previsão feita pelo mesmo não corresponde ao real valor medido no material (Allard & Champoux, 1992). Para uma aplicação consistente do modelo e respetivos coeficientes, é imperativo que certas variáveis do material em ensaio estejam contidas nos limites apresentados: a amplitude do intervalo do valor do parâmetro normalizado deverá ser aproximadamente $-0,01 < E < 1,0$ (1), a porosidade do material ensaiado deverá rondar a unidade (valor característico do material fibroso), o valor da resistividade ao fluxo do material estar contida no intervalo $1\,000 < R_s < 50\,000 \text{ MKS rayl} \cdot \text{m}^{-1}$.

Sendo um facto que as restrições discriminadas podem ser limitativas no âmbito experimental, alguns estudos foram feitos na tentativa de uma aproximação mais rigorosa e abrangente do modelo à resposta acústica das propriedades do absorvedor. Yasushi Miki (Miki, 1990) inicia um estudo dedicado à modificação dos coeficientes determinados pelo modelo de Delany e Bazley, em específico para o valor da resposta da parte real da impedância acústica complexa (ver Eq. 2.51) à incidência sonora no campo das baixas frequências. Mechel (F. P. Mechel, 2008) baseia a sua investigação de forma a preencher a lacuna existente no modelo empírico desenvolvido por Delany e Bazley, subentendida através do limite imposto pelo intervalo (1). Reformulam a resposta de três materiais diferentes de absorção acústica, incluindo a lã de rocha, com um novo modelo empírico, de onde são derivados novos coeficientes, fixando o limite do alcance do modelo no intervalo $-0,003 < E < 0,4$, i.e. particular aplicação para a gama das baixas frequências. Este novo modelo, embora mais preciso na previsão das propriedades acústicas para baixas frequências, apresenta diferenças pouco significativas quando comparado com o original (Cox & D'Antonio, 2004).

Considera-se, portanto que a maior diferença entre os modelos enunciados esteja na resposta dos mesmos para a gama das baixas frequências, uma vez que a maioria das bibliografias consultadas recorre ao modelo empírico original, desenvolvido por Delany e Bazley, para prever as propriedades acústicas do material em estudo. Pode-se considerar que o mesmo se apresenta bastante adequado como método de aproximação, para auferir esses mesmos valores intrínsecos ao material. Note-se, mediante verificação da relação (1), que se deve optar pelo recurso aos coeficientes extrapolados por Yasushi Miki (Miki, 1990), para prever a resposta acústica do material na gama das baixas frequências. Esta metodologia – com recurso a ambos os coeficientes –, é mais abrangente pois cobre toda a amplitude da banda de oitava principal e a sua aplicação tem um alcance satisfatório na previsão geral das propriedades acústicas do material fibroso em referência.

Tabela 2.5 – Coeficientes de regressão das propriedades acústicas para a lã de rocha, retirados das investigações de Delany e Bazley (1970) e de Yasushi Miki (1990).

Coeficiente de material	b'	β'	b''	β''	a'	α'	a''	α''
<i>Delany e Bazley - 1970</i>	0,0571	0,754	0,087	0,732	0,0978	0,700	0,189	0,595
<i>Yasushi Miki - 1990</i>	0,07	0,632	0,107	0,632	0,109	0,618	0,160	0,618

O coeficiente de absorção definido pela equação 2.47 determina a quantidade de energia sonora absorvida pela amostra de material absorvor. Considera-se agora que a energia sonora absorvida a par do respetivo coeficiente são as incógnitas da problemática e portanto existe a necessidade de reescrever a equação 2.47) com relação à previsão das propriedades acústicas por parte do modelo empírico caracterizado nos parágrafos anteriores.

Considera-se a amostra uma superfície de material absorvor suficientemente plana e de dimensões consideráveis, por forma a poder desprezar-se os efeitos da sua fronteira. O coeficiente de absorção do material mediante a incidência de uma onda sonora plana é descrito da seguinte forma:

$$\alpha(f) = 1 - |R_x|^2 \quad (2.58)$$

A relação é interpretada tendo em consideração o fator de reflexão R_x , que mensura a quantidade de energia refletida pelo material, ou seja, o que este não conseguiu absorver. Mediante esta definição, é notória a relevância deste parâmetro no valor da eficiência do coeficiente de absorção, i.e. materiais com forte capacidade de absorção têm fatores de reflexão muito reduzidos.

O fator de reflexão normalizado é definido na equação 2.59 pelo rácio entre a energia sonora refletida e a total incidente, em que Z_l é a impedância específica da superfície do material descrita genericamente na equação 2.46, reescrita por conveniência em notação complexa para um material absorvor, $Z_l = Z_l' - jZ_l''$.

$$R_x = \frac{Z_l - Z_0}{Z_l + Z_0} \quad (2.59)$$

O parâmetro de impedância específica de superfície do material é o que se pretende obter para definir o coeficiente de absorção acústica. Esta depende, para além do material e da técnica de absorção utilizada (e.g. recurso a caixa de ar entre camadas), do ângulo de incidência sonora, do coeficiente de propagação do material e também dos valores de impedância acústica característica do absorsor, do meio onde ocorre o fenómeno de propagação e respetiva incidência do campo sonoro. Sendo o caso mais frequente, o valor da impedância específica de superfície do material é obtida através da equação 2.60, para uma incidência do campo sonoro com direção normal à sua superfície.

$$Z_1 = Z_{Ab} \coth(jk_b d) \quad (kg \cdot s^{-1} \cdot m^{-2}) \quad (2.60)$$

Para uma propagação sonora de ondas planas com incidência perpendicular ao meio absorsor, o coeficiente de absorção acústico do material é um parâmetro adimensional e obtido através da relação entre a impedância acústica específica do material e a característica do meio (Vér & Beranek, 2006).

$$\alpha = \frac{4Z_1' \cdot Z_0}{(Z_1' + Z_0)^2 + Z_1''^2} \quad (2.61)$$

Para uma impedância normalizada obtida empiricamente através da relação enunciada na equação 2.55, em função de uma frequência específica, simplifica-se a equação 2.61 na seguinte forma:

$$\alpha_N(f) = 4 \cdot \frac{Z_{bn}'}{(Z_{bn}')^2 + 2 \cdot Z_{bn}' + 1 + (Z_{bn}'')^2} \quad (2.62)$$

Ficam assim definidos os parâmetros e propriedades do absorsor acústico que mais contribuem para o desempenho dos atenuadores, bem como um modelo empírico capaz de prever os respetivos valores.

2.2.3 Equação de Onda

A Equação de Onda deduzida e caracterizada anteriormente no subcapítulo 2.2.1 voltará a ser enunciada a partir da equação 2.63 e desenvolvida para o modelo acústico em análise. Considere-se a analogia da secção acústica na UTA a um troço de conduta reto, de perfil semelhante ao analisado (i.e. retangular com a mesmas dimensões transversais) ao longo dos próximos subcapítulos. O fenómeno de propagação sonoro ao longo da secção de atenuação acústica será simplificado a uma propagação contínua de ondas de pressão com amplitude reduzida no meio (i.e. ondas planas), em condições semelhantes à problemática em foco.

$$\nabla^2 \varphi = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.63)$$

A presente equação (2.63) é representativa da equação de onda aplicada ao caso específico que descreve o fenómeno de propagação de ondas de pressão acústica. Começa-se por abordar um caso genérico de um tipo de propagação sonoro no interior de uma conduta de secção rígida retangular de largura a e altura b , semelhante à secção ilustrada na figura 2.9. Para tal, desenvolve-se o laplaciano ∇^2 para um sistema de coordenadas cartesianas representativo do volume de secção referido, obtendo-se a equação diferencial parcial (EDP) linear, homogénea de segunda ordem.

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.64)$$

Começa-se por reescrever a equação 2.64 em função da variável de pressão acústica, seguidamente resolve-se o diferencial temporal de segunda ordem e utiliza-se a simplificação que relaciona a frequência angular do movimento e as propriedades de propagação do meio com a constante de propagação (ou número de onda) - $(\omega/c)^2 = k^2$.

$$\frac{\partial^2 p}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} + k^2 \cdot p = 0 \quad (2.65)$$

Obtém-se assim a conhecida equação de *Helmholtz*, aqui utilizada para definir o fenómeno de propagação acústico composto por soluções harmónicas temporais num referencial cartesiano. Onde p representa a variação de pressão em relação ao meio de referência consequente da propagação de ondas acústicas. A solução desta equação pode ser representada por uma conjugação de soluções harmónicas simples nas respetivas coordenadas de propagação no meio, no qual os três primeiros termos dependem apenas de uma só coordenada.

$$p(x, y, z, t) = p(x) \cdot p(y) \cdot p(z) \cdot e^{-j\omega t} \quad (2.66)$$

Onde cada solução pode ser representada pela seguinte forma:

$$p(x, t) = (Ae^{-jk_x x} + Be^{jk_x x}) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.67)$$

Aqui o fator $e^{j\omega t}$ é o termo que depende da variável temporal. Definindo Oz , o eixo axial de propagação (i.e. perpendicular à secção de conduta atrás referida), a resolução da equação 2.65 implica a consideração das condições fronteira do sistema em análise, para o qual a velocidade da partícula nas extremidades da secção deve ser nula e representada analiticamente da seguinte forma:

$$\begin{cases} u(0, y, z) = 0 \\ u(a, y, z) = 0 \\ u(x, 0, z) = 0 \\ u(x, b, z) = 0 \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \frac{\partial p(x)}{\partial x} = 0, & x = 0 \text{ e } x = a \\ \frac{\partial p(y)}{\partial y} = 0, & y = 0 \text{ e } y = b \end{cases} \quad (2.68)$$

Em seguida para se obter as soluções independentes para cada coordenada de propagação, substitui-se a solução tridimensional apresentada pela equação 2.66 na equação 2.65.

$$\begin{aligned} p(y) \cdot p(z) \cdot \frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} + p(x) \cdot p(z) \cdot \frac{\partial^2 p(y)}{\partial y^2} + p(x) \cdot p(y) \cdot \frac{\partial^2 p(z)}{\partial z^2} + k^2 \cdot p(x) \cdot p(y) \cdot p(z) &= 0 \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \frac{1}{p(x)} \cdot \frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} + \frac{1}{p(y)} \cdot \frac{\partial^2 p(y)}{\partial y^2} + \frac{1}{p(z)} \cdot \frac{\partial^2 p(z)}{\partial z^2} + k^2 &= 0 \end{aligned} \quad (2.69)$$

Decompõe-se também a constante de propagação para cada uma das coordenadas do referencial.

$$k^2 = k_x^2 + k_y^2 + k_z^2 \quad (2.70)$$

Considerando a propagação de ondas planas no meio, a interpretação da variável do número de onda k pode ser feita de forma vetorial. Esta representa a perpendicular à frente de onda plana e é responsável pela direção e sentido de propagação da mesma, num determinado instante de tempo, em função dos vetores representativos de cada coordenada do referencial considerado, e.g. tridimensional k_x , k_y e k_z .

Por último isola-se cada um dos termos independentes para a respetiva coordenada

$$\begin{cases} \frac{\partial^2 p(x)}{\partial x^2} + k_x^2 \cdot p(x) = 0, \\ \frac{\partial^2 p(y)}{\partial y^2} + k_y^2 \cdot p(y) = 0, \\ \frac{\partial^2 p(z)}{\partial z^2} + k_z^2 \cdot p(z) = 0, \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} p(x) = A \cdot e^{-jk_x x} + B \cdot e^{jk_x x}, \\ p(y) = C \cdot e^{-jk_y y} + D \cdot e^{jk_y y}, \\ p(z) = E \cdot e^{-jk_z z} + F \cdot e^{jk_z z}, \end{cases} \quad (2.71 \text{ a, b, c})$$

O conjunto de termos independentes – representado pelas equações 2.71 a, b e c – são soluções particulares admitidas pela equação de *Helmholtz*, assim reescreve-se a equação 2.66 em função das mesmas.

$$p(x, y, z, t) = (A \cdot e^{-jk_x x} + B \cdot e^{jk_x x}) \cdot (C \cdot e^{-jk_y y} + D \cdot e^{jk_y y}) \cdot (E \cdot e^{-jk_z z} + F \cdot e^{jk_z z}) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.72)$$

Aplica-se em seguida as condições fronteira do sistema em análise - enunciadas na equação 2.68 – e resolvem-se cada um dos termos independentes em função das mesmas. Desta forma define-se a solução geral da problemática para o referencial cartesiano considerado inicialmente.

Resolve-se a primeira condição fronteira para parede rígida, $x=0$ (ver equação 2.68), e temos:

$$\begin{aligned} p(x) &= (Ae^{-jk_x x} + Be^{jk_x x}) \\ \frac{\partial p(x)}{\partial x} &= -jAk_x e^{-jk_x x} + jBk_x e^{jk_x x} = 0 \Rightarrow A = B \\ -jAk_x [\cos(k_x x) - j \sin(k_x x)] &= -jAk_x [\cos(k_x x) + j \sin(k_x x)] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow -2k_x A \sin(k_x x) &= 0 \end{aligned} \quad (2.73)$$

Analogamente resolve-se para a segunda condição fronteira $x=a$, na extremidade oposta da secção.

$$-2k_x A \sin(k_x a) = 0 \Rightarrow k_x a = m\pi, \quad m = 0, 1, 2, \dots \quad (2.74)$$

De forma idêntica solucionam-se as duas condições fronteira para a segunda coordenada cartesiana, y.

$$\sin(k_y b) = 0 \Rightarrow k_y b = n\pi, \quad n = 0, 1, 2, \dots \quad (2.75)$$

Deste modo, é perceptível que a verificação de ambas as condições fronteira nas respetivas coordenadas cartesianas só é possível para um determinado conjunto de variáveis inteiras m e n . Este conjunto é interpretado em análise acústica como os modos de propagação admitidos por um determinado sistema, que como será perceptível mais adiante serão fundamentais na caracterização do fenómeno de atenuação implícito à secção acústica em análise na presente dissertação.

Assim, com recurso às soluções apresentadas, resolve-se a equação 2.70 em ordem à coordenada de propagação axial e no qual se demonstra a respetiva dependência da mesma, em função dos diferentes modos de propagação transversais admitidos pela problemática.

$$k_{z,m,n} = \left[k_0^2 - \left(\frac{m\pi}{a} \right)^2 - \left(\frac{n\pi}{b} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (2.76)$$

A equação 2.76 define assim a constante de propagação axial em função de uma qualquer conjugação de valores (m,n) admitidos pelo sistema mediante o tipo de fronteira neste implícito. Considerando a notação complexa na interpretação de soluções na equação 2.76, a um valor real corresponde um modo de propagação axial sem atenuação ao longo do sistema, pelo contrário para uma solução imaginária (i.e. sinal negativo dentro da raiz) corresponde um determinado modo de propagação evanescente (m,n) , i.e. exponencialmente atenuado ao longo da sua componente axial (Jacobsen, 2011).

Em seguida reescreve-se a equação 2.72 já solucionada para as respetivas condições fronteira da problemática e obtém-se a relação que define o fenómeno de propagação sonora dentro de uma secção de uma conduta de paredes rígidas.

$$p(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left(\cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \right) \cdot (E \cdot e^{-jk_{z,m,n}z} + F \cdot e^{jk_{z,m,n}z}) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.77)$$

Para se avaliar as condições fronteira em materiais com diferentes constituições, é importante definir a velocidade axial da partícula para os respetivos modos de propagação (m,n) . Esta pode ser definida a partir da relação de Euler (2.25) apresentada na seguinte forma:

$$u_{z,m,n} = -\frac{\partial p(z)/\partial z}{j\omega\rho_0} = \frac{k_{z,m,n}}{k_0\rho_0 c_0} \cdot (E \cdot e^{-jk_{z,m,n}z} - F \cdot e^{jk_{z,m,n}z}) \cdot \cos\left(\frac{m\pi x}{a}\right) \cdot \cos\left(\frac{n\pi y}{b}\right) \cdot e^{j\omega t} \quad (2.78)$$

Em concordância com o anterior parágrafo, aproxima-se agora o fenómeno ao caso de estudo da presente dissertação. Este apresenta as suas condições fronteira sob forma de parede semi-rígida (e.g. poroso), onde para a sua resolução em semelhança ao modelo de conduta de paredes rígidas. É imperativo mostrar que a variação de pressão acústica e o deslocamento normal de fluido na superfície do material são iguais às impostas pelo mesmo. Por forma a caracterizar esta condição, consideram-se as propriedades de superfície do material e estabelece-se uma relação entre ambos. Esta é feita com recurso à propriedade do material, impedância acústica específica normal do meio Z_{an} , que se define na equação 2.46 pelo rácio entre a pressão acústica e a velocidade normal à superfície (Munjal, 1987). Esta propriedade de acordo com a composição do absorsor e respetivo carácter reativo, irá determinar a amplitude de onda e quantificar tanto o seu grau de reflexão como de incidência.

$$Z_{bz} = \frac{p_{z,m,n}(x,y,z,t)}{u_{z,m,n}(x,y,z,t)} \quad (2.79)$$

Apresenta-se em seguida de forma abreviada a solução para uma única coordenada cartesiana, das condições fronteira do sistema no caso particular discutido. Para uma análise detalhada da resolução da presente solução e da segunda componente geométrica de secção (segundo o eixo de propagação Oy), aconselha-se a consulta da literatura utilizada (Munjal, 1987).

$$\frac{\cot(k_x \cdot a/2)}{k_x(a/2)} = -j \frac{Z_{bx}}{c_0\rho_0} \cdot \frac{1}{k_0 \cdot (a/2)} \quad (1) \quad \frac{\tan(k_x \cdot \frac{a}{2})}{k_x(a/2)} = j \frac{Z_{bx}}{c_0\rho_0} \cdot \frac{1}{k_0 \cdot (a/2)} \quad (2) \quad (2.80 \text{ a, b})$$

A caracterização da fronteira de secção com recurso à impedância acústica específica normal de superfície origina um número infinito de soluções complexas alternadas $k_{x,m,n}$ que traduzem diferentes modos de propagação para o meio e para a secção transversal da conduta em análise. Definem-se, assim, os modos de propagação simétricos (1) e assimétricos (2), respetivamente (semelhantes aos ilustrados na figura 2.35), em que a simetria apresentada é relacionada com o eixo $x = a/2$, que se estende pela componente longitudinal de propagação z .

Note-se o interesse em salientar a correlação entre os parâmetros relativos às dimensões transversais de secção com as frequências emitidas, respetivos comprimentos de onda e condições do meio de propagação, e.g. $\lambda < b$. Esta correlação, representada na equação 2.70, definirá a propagação dos diversos modos (m,n) dentro da secção e respetiva atenuação dos mesmos.

Solucionar agora a equação 2.72 é um pouco mais complexo devido à inclusão da propriedade do material caracterizada nas equações 2.80 *a* e *b* no cálculo das condições fronteira. De forma semelhante ao desenvolvimento efetuado no caso anterior, formula-se a equação 2.81 que caracteriza o campo de pressão acústica geral para o fenómeno de propagação associado dentro de uma conduta com paredes semi-rígidas.

$$p(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[e^{-jk_{x,m}x} + \left(\frac{Z_{bx} \cdot k_x x / \rho_0 c_0 k_0 + 1}{Z_{bx} \cdot k_x x / \rho_0 c_0 k_0 - 1} \right) \cdot e^{jk_{x,m}x} \right] \cdot \left[e^{-jk_{y,n}y} + \left(\frac{Z_{by} \cdot k_y y / \rho_0 c_0 k_0 + 1}{Z_{by} \cdot k_y y / \rho_0 c_0 k_0 - 1} \right) \cdot e^{jk_{y,n}y} \right] \cdot [E_{m,n} \cdot e^{-jk_{z,m,n}z} + F_{m,n} \cdot e^{jk_{z,m,n}z}] \cdot e^{j\omega t} \quad (2.81)$$

Por analogia à equação 2.78 formula-se a equação que descreve a velocidade axial da partícula para um determinado modo de propagação (m,n) .

$$u_{z,m,n}(x, y, z, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[e^{-jk_{x,m}x} + \left(\frac{Z_{bx} \cdot k_x x / \rho_0 c_0 k_0 + 1}{Z_{bx} \cdot k_x x / \rho_0 c_0 k_0 - 1} \right) \cdot e^{jk_{x,m}x} \right] \cdot \left[e^{-jk_{y,n}y} + \left(\frac{Z_{by} \cdot k_y y / \rho_0 c_0 k_0 + 1}{Z_{by} \cdot k_y y / \rho_0 c_0 k_0 - 1} \right) \cdot e^{jk_{y,n}y} \right] \cdot \left(\frac{k_{z,m,n}}{k_0 \rho_0 c_0} \right) [E_{m,n} \cdot e^{-jk_{z,m,n}z} - F_{m,n} \cdot e^{jk_{z,m,n}z}] \cdot e^{j\omega t} \quad (2.82)$$

Relaciona-se e reescreve-se em função da coordenada de propagação axial a equação 2.70 para o exemplo abordado que irá definir o modo de propagação complexo ao longo da secção. Alia-se o carácter complexo das soluções apresentadas nas equações 2.80 *a* e *b* em ambas as coordenadas transversais de secção com a relação estabelecida na equação 2.83 e obtém-se uma solução, também ela de carácter complexo, que irá estabelecer a componente de atenuação axial ao longo da secção para o respetivo modo de propagação (m,n) em análise.

$$k_{z,m,n} = \left[k_0^2 - k_{x,m}^2 - k_{y,n}^2 \right]^{1/2} \quad (2.83)$$

Por último analisa-se uma secção semelhante à ilustrada pela figura 2.37 que recria um caso típico de um conjunto de atenuadores acústicos dissipativos de perfil retangular e com recurso a material fibroso. O desenvolvimento da análise da interação entre a secção e o campo sonoro irá incidir em apenas duas direções de propagação. Na presente problemática, onde é considerada a propagação de ondas planas na secção de atenuadores, a perturbação acústica ao longo da sua altura (direção espacial *y*) é praticamente constante e pouco relevante, facto relacionado com a discrepância entre a mesma e a respetiva componente de largura, razão pela qual se pode aproximar a uma variação nula (Munjal, 1987). Adapta-se desta forma a problemática a uma propagação de ondas de pressão de amplitude reduzida, traduzida por meio de ondas planas bidimensionais para um número infinito de modos de propagação ao longo de uma secção de atenuação acústica. Resolve-se então a equação 2.64 com a referida simplificação ($\partial/(\partial y) \approx 0$), em que as direções *x* e *z* representam respetivamente a largura e a profundidade de secção, i.e. eixo de propagação axial.

$$\frac{\partial^2 \varphi(x)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (2.84)$$

A passagem pela secção incute uma variação de pressão acústica em dois meios de propagação diferentes - os canais de passagem entre os septos e o absorvedor acústico integrado na sua constituição. Por este simples facto, soluciona-se a propagação em duas fases distintas (i.e. a – ar e b – absorvedor acústico), cada uma referente a um dos meios. Para uma aplicação coerente da equação 2.84, releva-se a importância na definição das condições fronteira da problemática e a concordância das mesmas com o tipo de configuração de atenuadores existente na secção, assim como a coerência com os diferentes meios de propagação existentes, a sua constituição física e as propriedades acústicas dos mesmos.

$$\frac{\partial^2 \varphi(x)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \varphi(z)}{\partial z^2} = \frac{1}{c_0^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} \quad (a) \qquad \frac{\partial^2 \phi(x)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \phi(z)}{\partial z^2} = \frac{1}{c_b^2} \frac{\partial^2 \phi}{\partial t^2} \quad (b) \quad (2.85 \ a, \ b)$$

$$\frac{\partial^2 \varphi(x)}{\partial x^2} + \xi^2 \cdot \varphi(x) = 0 \quad (a) \qquad \frac{\partial^2 \phi(x)}{\partial x^2} + \Gamma^2 \cdot \phi(x) = 0 \quad (b) \quad (2.86 \ a, \ b)$$

As equações 2.85 a e b representam cada uma das fases mencionadas no parágrafo anterior e as equações 2.86 a e b o termo independente da componente transversal de secção para cada uma delas. É imperativa a conformidade das mesmas com o meio de propagação considerado e respetivas propriedades. Reescreve-se a equação característica do campo de pressão acústica para ambas as coordenadas cartesianas abordadas, x e z , extrapolada da relação anterior (equação 2.81) e que toma o seguinte formato:

$$p(x, z, t) = \sum_{m=1}^{\infty} \left[e^{-jk_{x,m}x} + \left(\frac{Z_{bx} \cdot k_{x,m}x / \rho_0 c_0 k_0 + 1}{Z_{bx} \cdot k_{x,m}x / \rho_0 c_0 k_0 - 1} \right) \cdot e^{jk_{x,m}x} \right] \cdot [E_m \cdot e^{-jk_{z,m}z} + F_m \cdot e^{jk_{z,m}z}] \cdot e^{j\omega t} \quad (2.87)$$

Como demonstrado pelas equações 2.66 e 2.72, a solução em notação complexa das equações 2.86 a e b para as respetivas condições fronteira da problemática é de carácter harmónico, definida no espaço e no tempo e apresenta-se como indicado pela equação 2.87. É assim definida a propagação de ondas de pressão de amplitude reduzida, traduzida por meio de ondas planas bidimensionais para um número infinito de modos de propagação ao longo de uma secção de atenuação acústica.

Note-se que a condição de continuidade na interface do fenómeno de propagação é garantida através da obtenção de um parâmetro de propagação comum $k_{z,m}$. De forma analítica, recorre-se às condições fronteira locais para se demonstrar essa condição. A condição de continuidade da componente normal da velocidade da partícula e da perturbação da pressão de referência do meio - inerente ao fenómeno de propagação acústica - na passagem entre os diferentes meios do sistema, é estabelecida respetivamente pelas equações 2.88 a e b em baixo indicadas (Ramakrishnan & Watson, 1991).

$$\frac{\partial \varphi}{\partial x} = \frac{\partial \phi}{\partial x} \qquad \rho_0 \cdot \varphi = \rho_b \cdot \phi \quad (2.88 \ a, \ b)$$

Relaciona-se a constante de número de onda longitudinal, enunciando-se as equações vectoriais do número de onda transversal para os dois distintos meios de propagação intrínsecos à problemática, com m modos de propagação.

$$\xi_{x,m}^2 = k_0^2 + k_{z,m}^2 \qquad e \qquad \Gamma_{x,m}^2 = k_b^2 + k_{z,m}^2 \quad (2.89 \ a, \ b)$$

A interpretação da interface entre a superfície do material e o ar existente no canal de passagem é feita com a relação implícita na equação 2.79. De acordo com a mesma, soluciona-se a componente transversal para os diferentes modos de propagação de onda simétricos e assimétricos respetivamente,

igualando ambas as componentes discriminadas nas equações 2.89 *a* e *b*. Para auferir um maior detalhe sobre as soluções aqui enunciadas, aconselha-se a consulta da literatura (F. P. Mechel, 2008, pp. 688 - 692).

$$\xi_{x,m} h \cdot \tan(\xi_{x,m} h) = -j \frac{h}{d} \frac{\Gamma_{x,m} d}{k_{bn} Z_{bn}} \tan(\Gamma_{x,m} d) \quad m = 0, 2, 4, \dots \quad (2.90 \text{ a, b})$$

$$\xi_{x,m} h \cdot \cot(\xi_{x,m} h) = j \frac{h}{d} \frac{\Gamma_{x,m} d}{k_{bn} Z_{bn}} \tan(\Gamma_{x,m} d) \quad m = 1, 3, 5, \dots \quad (2.91 \text{ a, b})$$

As medidas geométricas *h* e *d* são referentes à secção de atenuadores ilustrada pela figura 2.37 e as diferentes propriedades de material normalizadas k_{bn} e Z_{bn} , já introduzidas e caracterizadas anteriormente no subcapítulo 2.2.2 são intrínsecas ao material e apresentam uma relevância considerável quando se analisa um fenómeno de atenuação acústica. Isto porque a redução de intensidade do espectro sonoro durante a sua interação com o absorvor acústico ao longo da sua componente axial, ocorre efetivamente dentro do material através dos fenómenos já caracterizados e evidenciados também no subcapítulo 2.2.2 (ver figura 2.29) e como tal, o respetivo cálculo das suas propriedades é imperativo para uma correta aproximação do fenómeno de atenuação. A figura 2.35 sintetiza o presente parágrafo, onde se evidencia a redução de amplitude de onda ao longo da sua componente axial e que pode ser definida através da relação já enunciada (Eq. 2.52) da respetiva constante de propagação normalizada do material.

$$k_{bn} = \frac{k_b}{k_0} = \beta - j\alpha \quad (2.92)$$

- α (*Np/m*) representa a constante de atenuação acústica do material e a par da resistividade ao fluxo é dos parâmetros mais importantes do mesmo. Diretamente relacionado com a constituição física do material, este parâmetro é responsável pelo declínio na amplitude das ondas de pressão acústica ao longo da propagação axial dentro do material.
- β (*rad/m*) é a componente imaginária da constante de propagação, normalmente definida como constante de fase. Esta é responsável por determinar a posição ou variação associada à propagação da onda no material.

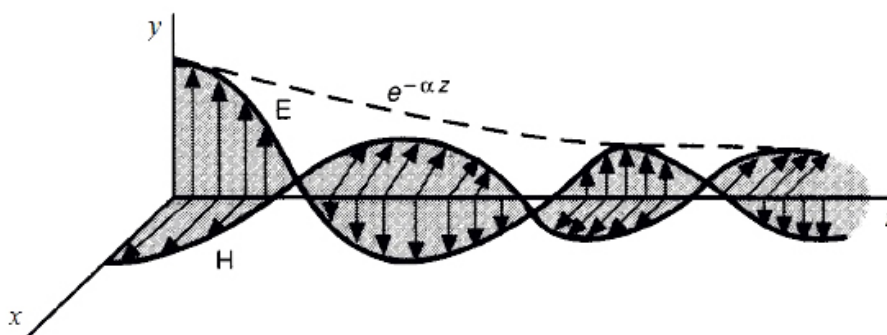


Figura 2.35 – Atenuação do fenómeno de propagação acústica tridimensional, com declínio exponencial imposta pelo expoente de atenuação α_m .

A maioria da literatura revista (Astley & Cummings, 1986; Ramakrishnan & Watson, 1991), com análise implícita à semântica aqui abordada e onde o recurso às propriedades acústicas do material eram condição imposta pelas mesmas, recorrem ao método empírico – caracterizado no subcapítulo 2.2.2 – como forma de prever os seus valores, pelo que a opção por uma abordagem semelhante seria válida e

pouparia tempo em relação a uma com recurso ao método experimental. Isto acontece, pois os valores das componentes da constante de propagação do material e da impedância características do mesmo, raramente são fornecidas pelo fabricante e é usual o recurso a estes dois métodos para as obter, i.e. experimental e empírico (Vér & Beranek, 2006).

É inegável que a constante complexa de número de onda, ou de propagação axial, $k_{z,m}$, depende, como referido, do valor normalizado da constante de propagação intrínseca ao material k_{bn} e da constante transversal de número de onda $k_{x,m}$, para ambos os meios e respetivos modos de propagação (m) em relação ao eixo de simetria utilizado. Esta constante complexa é a solução obtida através da resolução das equações trigonométricas complexas - equações 2.89 *a* e *b*.

Define-se então a constante complexa de número de onda axial presente na equação geral do campo de pressão acústica (2.87), reescrevendo a equação (2.83) para um modo m e determinado meio de propagação k_0 em função da respetiva coordenada axial de propagação z , ao longo de uma secção de com recurso a atenuadores acústicos semelhante ao da figura 2.37.

$$(k_{z,m})^2 = (k_0^2 - k_{x,m}^2) = (\beta_m - j\alpha_m)^2 \quad (2.93)$$

A componente imaginária da constante complexa de número de onda axial α_m , é a constante de atenuação que irá atuar sobre o campo de pressão acústica, reduzindo exponencialmente a sua intensidade ao longo da secção acústica - conforme ilustrado na figura 2.35. É neste ponto que a complexidade matemática se torna relevante e a resolução analítica pouco trivial ou mesmo impossível. Para se obter o parâmetro fundamental de previsão acústica é preciso solucionar o conjunto de equações 2.89 *a* e *b* para ambos os meios de propagação, nas respetivas condições fronteira da problemática, em função do cálculo de uma constante de propagação axial comum. O conjunto de solução discreto das equações pode ser apresentada sob forma de funções trigonométricas complexas, em que cada solução de número de onda complexo, para cada modo de propagação, pode ser estimado através de métodos numéricos iterativos ou computacionais que recorrem a elementos finitos para os solucionar (Ramakrishnan & Watson, 1991). A solução geral é então composta por um conjunto infinito de valores complexos de números de onda axial relacionados, claro está, com os modos de propagação (m) admitidos na secção.

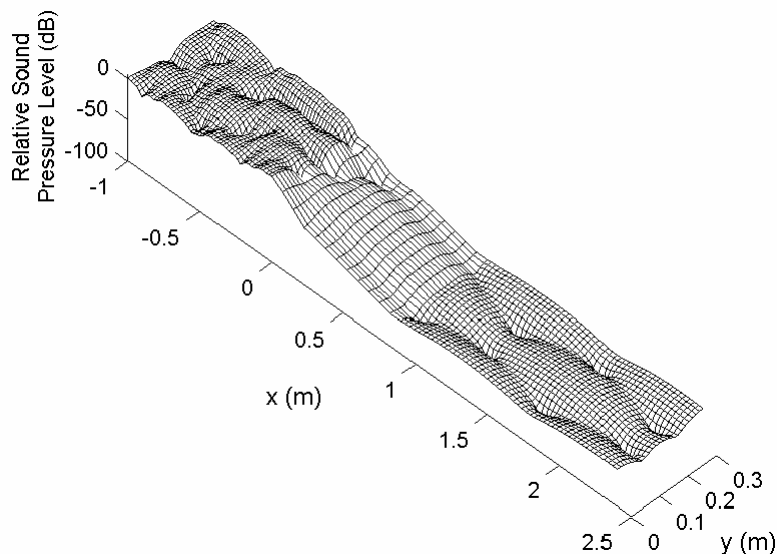


Figura 2.36 – Modelo numérico de SPL para a frequência de 1500 Hz num atenuador dissipativo (Kirby, 2005).

Como forma de solucionar a problemática em contexto, diversos autores recorrem ao método de elementos finitos (MEF), bem documentada e caracterizada por Munjal (Munjal, 1987 - Capítulo 7). Astley e Cummings (Astley & Cummings, 1986) recorrem a este método e comparam os resultados experimentais obtidos – bem caracterizados na sua referência bibliográfica – como forma de avaliar o alcance da metodologia. Ramakrishnan e Watson (1991) utilizam um MEF específico (Método de Galerkin) para solucionar a equação de onda para uma seção acústica com atenuadores dissipativos, aqui tinham como objetivo a formulação de curvas de desempenho para atenuadores dissipativos de perfil retangular, semelhantes aos analisados na presente dissertação no próximo capítulo.

Refira-se que o *software* comercial utilizado não inclui ferramenta de simulação na vertente acústica, pelo que não é do âmbito da presente dissertação recorrer a modelos computacionais alternativos como forma de resolução dos modelos acústicos aqui referidos e a exploração desta vertente será apenas proposta para a continuação do estudo teórico aqui desenvolvido. Aconselha-se porém, em caso de interesse nesse sentido, a consulta das referências bibliográficas mencionadas nos últimos parágrafos para efeitos de enquadramento teórico sobre a problemática em foco.

2.2.4 Previsão da componente acústica

A base da previsão acústica somente com recurso à análise teórica enunciada nos subcapítulos anteriores ficou limitada pela complexidade dos conteúdos, nomeadamente na resolução do campo de propagação sonoro descrito pelas equações apresentadas. Assim sendo, o estudo da componente acústica inerente ao fenómeno de atenuação irá basear-se em métodos de previsão empíricos desenvolvidos ao longo das últimas décadas, como forma de viabilizar e facilitar a previsão e cálculo do parâmetro de interesse na secção em referência. É então possível resumir e quantificar a previsão acústica (IL) na secção de atenuação com base na seguinte relação (Vér & Beranek, 2006):

$$IL \cong \Delta L_{Entrada} + \Delta L_l + \Delta L_{Saída} \text{ (dB)} \quad (2.94)$$

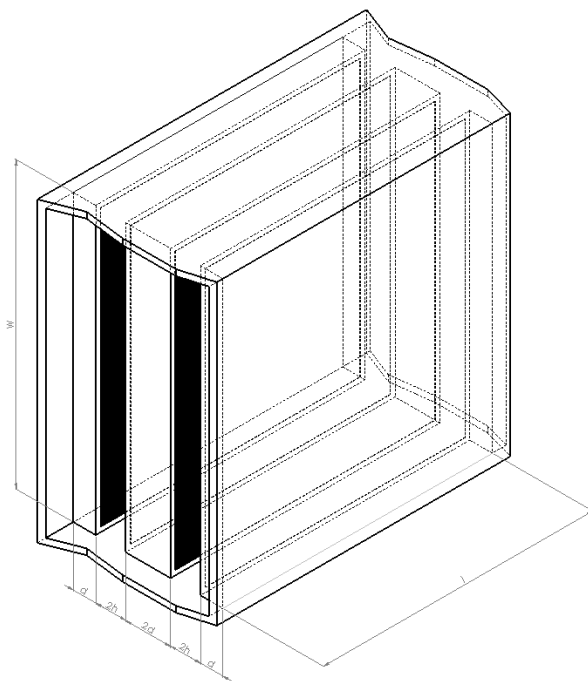


Figura 2.37 – Secção acústica de referência para caracterização do modelo teórico.

Uma correta aplicação da equação 2.94 pressupõe a existência de velocidades reduzidas ao longo da secção acústica, de tal forma que a regeneração de ruído não afete o desempenho acústico (IL) da mesma. Esta é uma prática comum entre fabricantes de atenuadores dissipativos, com a imposição de limites de velocidade a montante da secção, por forma a garantir que a regeneração de ruído inerente não afete o desempenho acústico da mesma no NC pretendido pelo requerente (Ingard, 2010). Este valor (L_w) fixa o limite mínimo atingido (IL) pela secção e acrescenta relevância ao conceito de boas práticas nos sistemas AVAC, onde a distância entre componentes, nomeadamente em relação ao ventilador, é bastante importante quando se pretende reduzir a intensidade de fenómenos desfavoráveis à eficiência do mesmo. A regeneração de ruído ou *self-noise* (SN) está associada à interação entre a componente geométrica intrínseca ao atenuador e o escoamento. Esta interação promove o desenvolvimento de fenómenos turbulentos - pontuais ou duradouros – em algumas regiões da secção, agravados com o aumento da magnitude da velocidade medida tanto a montante desta, como durante os canais de passagem. Tanto os bordos de ataque como de fuga com perfis desfavoráveis à componente aerodinâmica nos atenuadores são notoriamente uma zona crítica. No entanto, o foco principal da ocorrência do fenómeno turbulento está associado à expansão abrupta de secção precedido da passagem do escoamento pelos canais entre atenuadores (Ingard, 2010). Este último, gerado na esteira do atenuador, é inevitavelmente correlacionável com a velocidade do escoamento entre canais e com a potência sonora SN medida, apresentando uma evolução exponencial com o seu incremento.

O espectro sonoro associado à regeneração de ruído na secção apresenta-se normalmente constante ao longo da banda de oitava principal, sem particular incidência em qualquer frequência específica (Munjal, 1987). Esta característica particular foi demonstrada pelo modelo empírico desenvolvido por István L. Vér (*Prediction scheme for self generated noise of silencers*, 1972), base da norma internacional (ISO 14163-1998(E)) reguladora deste parâmetro.

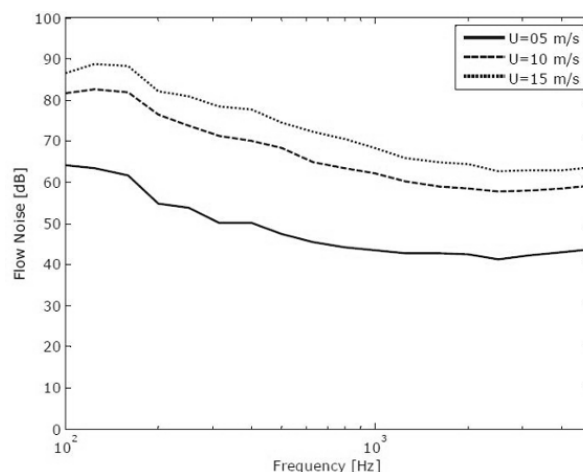


Figura 2.38 – Espectro sonoro medido à saída de uma secção acústica, para avaliar a regeneração de ruído em função da velocidade do escoamento a montante da secção (Su, 2011).

A figura 2.38 apresenta diversos espectros sonoros medidos – através da norma (ISO 3746, 1995) - à saída de um conjunto de oito atenuadores dissipativos, idênticos aos utilizados na presente dissertação. O objetivo pretendido tinha que ver com perceção da relação da intensidade dos espectros a jusante do conjunto de atenuadores - em independência com a fonte de ruído -, em função da variação da velocidade do escoamento a montante da secção. Como referido, István L. Vér enuncia algumas relações por forma a prever este comportamento e apresenta uma relação simplificada, direcionada para os atenuadores dissipativos a operar em unidades AVAC. Desta relação, é possível obter-se o nível de potência sonora

equivalente (corrigida com o filtro do tipo A), apenas em função da relação entre a velocidade (v) nos canais de passagem e a velocidade de referência, i.e. $v_0 = 1 \text{ m/s}$ (Vér & Beranek, 2006).

$$L_{WA} = -23 + 67 \cdot \log_{10} \left(\frac{v}{v_0} \right) \text{ (dB}_A\text{)} \quad (2.95)$$

No presente estudo, a velocidade média de secção a montante dos atenuadores é bastante reduzida ($< 0,015 \text{ Ma}$), longe do limite crítico ($\text{Ma} > 0,1$) e como tal o parâmetro SN, ainda que subentendido no valor da eficiência acústica da secção, não será considerado prejudicial à mesma. Apesar desta consideração, é importante salientar que a qualquer secção acústica com recurso a atenuadores dissipativos, está inerente a ocorrência deste fenómeno e como será perceptível no cálculo do valor de atenuação final derivado da aplicação do método empírico de previsão, o mesmo terá influência no resultado obtido.

A equação 2.94 é semelhante à equação 2.1, enunciada anteriormente, mas discretizada em três componentes distintas. Serve, assim, de ponto de partida para o estudo quantitativo de cada uma das partes ao longo do septo, no valor total do IL alcançado por este. Como ilustrado pela figura 2.39 a divisão do IL total é feita - seguindo o sentido positivo do eixo das abcissas da mesma figura - em primeiro lugar na entrada do septo (bordo de ataque), seguindo-se a perda ao longo de todo o seu comprimento, onde o espectro sonoro percorre o material fibroso e por último na extremidade do atenuador, que acaba por ser um ponto crítico devido à descontinuidade geométrica e turbulência implícita.

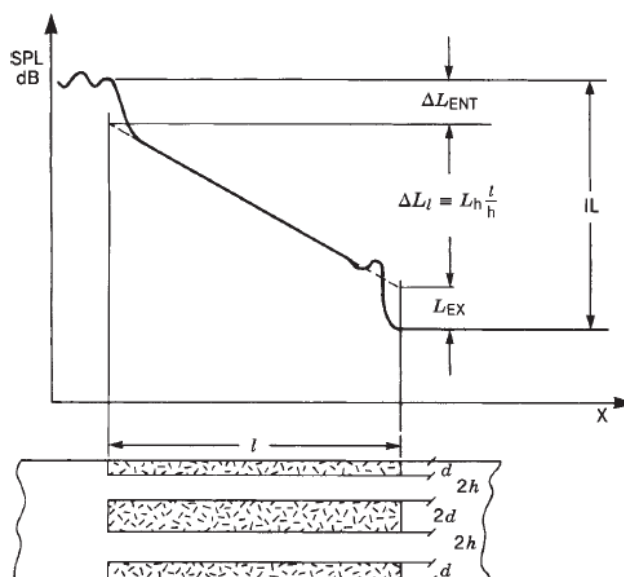


Figura 2.39 – Desenvolvimento SPL por distância percorrida no septo (Vér & Beranek, 2006).

$\Delta L_{Entrada}$ - A variação sonora discriminada no somatório da equação 2.94, ilustrada na figura 2.37 e verificada na secção de entrada dos atenuadores acústicos, é então definida com base em dois aspetos principais. O primeiro tem que ver com a relação - de importância acrescida, devido à sua influência para além do IL medido na entrada da secção - entre dois fatores, $2h/\lambda$, em que λ (Eq. 2.4) é o comprimento de onda e h a meia distância entre atenuadores. O acoplamento entre as duas variáveis limita a capacidade de atenuação na banda de oitava principal inerente ao espectro sonoro incidente. Este valor espacial, define a dimensão dos canais de passagem e está associado ao afunilamento do campo sonoro no estreitamento de secção, sendo este o ponto responsável pela primeira perda sonora.

O outro aspeto, ainda que menos influente, é o perfil do bordo de ataque (i.e. superfície rígida) que caracteriza o modo de reflexão do campo sonoro incidente, este, por norma, considerado margem de segurança no projeto.

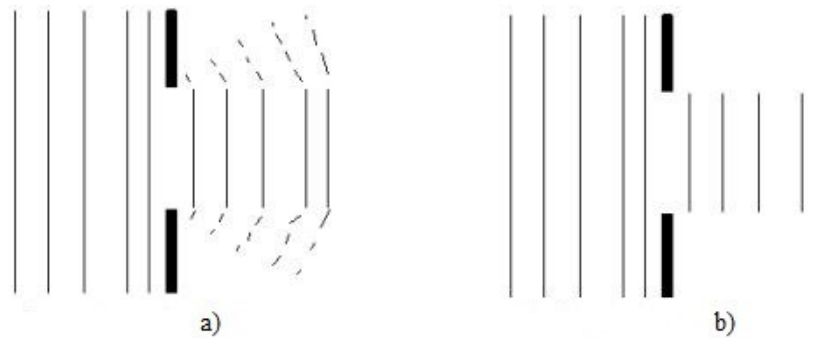


Figura 2.40 – Fenómeno de difração acústica em baixas frequências (a) e altas frequências (b).

A caracterização do fenómeno definido em primeira instância está relacionada com a capacidade do campo sonoro de contornar obstáculos durante a sua propagação. Esta capacidade, denominada de difração acústica, não é constante em toda a gama espectral e varia o seu valor para diferentes frequências, i.e. diferentes comprimentos de onda. Campos sonoros com maiores comprimentos de onda têm uma maior capacidade de se reconstruir depois da interferência à sua propagação, ao contrário das altas frequências com comprimentos de onda mais reduzidos (ver figura 2.40). A quantificação do valor de IL associado ao primeiro contacto entre o campo sonoro e os atenuadores pode ser suportada de um modo geral com recurso ao gráfico ilustrado na figura 2.4).

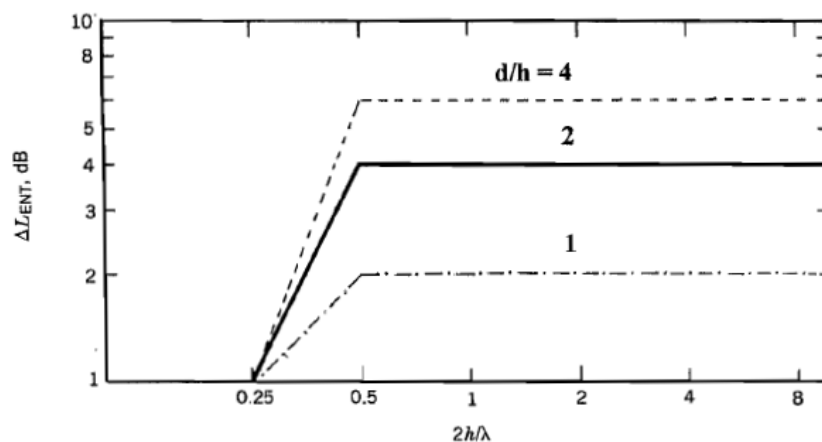


Figura 2.41 – Coeficiente de redução acústica, na entrada de uma secção de atenuadores dissipativos, sob incidência de um campo sonoro semi-reverberante (Vér & Beranek, 2006, p. 314).

$\Delta L_{Saída}$ - O efeito de atenuação à saída é, em conjunto com o de entrada, independente do comprimento do septo. Como tal a sua relevância diminui conforme este vai aumentando o seu valor. Este efeito também em muitos casos considerado margem de segurança durante a fase de projeto e o seu valor, em situações comuns, ronda os 2 - 3 dB (Ramakrishnan & Watson, 1991; Vér & Beranek, 2006). Adquire maior importância quando a secção está colocada imediatamente antes do final da conduta – local onde é mais relevante a sua previsão - razão pela qual não será calculado na presente dissertação, visto que a análise é feita dentro da UTA. O parâmetro será apenas incluído na contabilização da margem de segurança/erro intrínseca ao método de previsão escolhido.

ΔL_l – É expectável que a maior percentagem no somatório da IL total seja atribuída ao percurso percorrido pelo campo sonoro nos canais entre atenuadores. Este valor depende fortemente de três parâmetros principais que devem ser considerados em projeto. A perda por inserção ao longo do canal - comprimento do atenuador desconsiderando perfis de entrada e saída - é diretamente proporcional ao seu comprimento l , pelo que a variável da secção acústica que o limita deve ser rentabilizada em toda a sua dimensão. Contudo este é o primeiro parâmetro que irá entrar em conflito direto com o valor da perda de carga no atenuador. Em suma, o incremento no comprimento do atenuador irá em simultâneo beneficiar acusticamente o processo, mas prejudicar a sua componente aerodinâmica. É aqui que o conceito de otimização deve ser considerado, procurando-se o ponto ideal em função das condições de projeto estabelecidas. O rácio entre o perímetro P do canal de passagem e respetiva área A é o segundo parâmetro que irá contribuir para o rendimento acústico da secção. Note-se que o aumento da área porosa em detrimento da livre irá aumentar a interação entre o campo sonoro e o material, favorecendo a atenuação implícita à secção. Constatando-se a discrepância dimensional das variáveis de secção $W \gg h$, o rácio referido por ser maximizado pela seguinte relação (Munjal, 1987):

$$\frac{P}{A} = \frac{2W + 4h}{2Wh} = \frac{\left(\frac{2h}{W}\right) + 1}{h} = \frac{1}{h} \quad (2.96)$$

É esperado que o estrangulamento - implícito na equação 2.96 - da secção livre de passagem para o escoamento lhe seja bastante desfavorável, transportando consigo fenómenos de turbulência, aumento de velocidade nos canais, possível aumento do SN considerável, maior desgaste da camada porosa, maior diferencial de pressão entre ambas as extremidades dos atenuadores, entre outros, induzindo assim um aumento no valor da perda de carga associado. É, à semelhança do parâmetro anterior, imperativo que este também se otimize em concordância com as condições de projeto - ambos os parâmetros de carácter geométrico serão explorados mais adiante, na componente aerodinâmica. Por último, e também igualmente fundamental, é a constante de atenuação normalizada L_h , menos direta de calcular, pois dependente de diferentes fatores, como as propriedades do absorvedor acústico, velocidade do escoamento nos canais de passagem, temperatura do meio e frequência (Munjal, 1987; Vér & Beranek, 2006). Reescreve-se a equação 2.94 com as referidas simplificações.

$$\Delta L_T = \frac{1}{h} \cdot L_h \cdot l + \Delta L_{ENT} \quad (dB) \quad (2.97)$$

Define-se o parâmetro L_h , através da seguinte equação:

$$L_h = 20 \cdot \log \left| \frac{p(0)}{p(l)} \right| \cong 8.6859 \cdot \alpha_m \quad (dB/m) \quad (2.98)$$

A constante de atenuação α_m , já enunciada no subcapítulo anterior, é a componente imaginária da constante complexa de número de onda axial definida na equação 2.93. Este parâmetro define a curva exponencial de atenuação longitudinal (ver figuras 2.35 e 2.36), determinando o valor da redução de intensidade do campo sonoro incidente durante a passagem pela secção acústica. Depende para isso da resolução da equação de onda, também ela enunciada e caracterizada no subcapítulo 2.2.3, assim como da obtenção de todas as variáveis a esta acoplada, e.g. impedância acústica específica. Responsável pelo desenvolvimento do subcapítulo 2.2.3, o autor considera fundamental a sua caracterização teórica, bem como a de todas as variáveis que a compõem, construindo desta forma uma base sólida para a compreensão do seu domínio e respetiva influência no fenómeno de atenuação.

Como referido anteriormente, o modelo matemático que caracteriza este parâmetro apresenta uma complexidade elevada e carece da inclusão de métodos numéricos iterativos para a sua resolução (i.e. MEF). Como tal, e considerando que esta metodologia está fora do âmbito da presente dissertação, a mesma relega o domínio computacional em detrimento de uma metodologia mais intuitiva, adotada em diversas referências bibliográficas (e.g. artigos científicos, dissertações, etc.). A abordagem tem que ver com o recurso a gráficos normalizados de previsão do desempenho acústico dos atenuadores, que descrevem a evolução da constante de atenuação normalizada L_h , em função da frequência incidente com variação dos parâmetros geométricos de secção e propriedades de material definidos convenientemente ao longo do presente capítulo.

Nota para a existência de algoritmos alternativos, utilizados em indústria quando se pretende um cálculo menos minucioso mas eficaz deste mesmo parâmetro. O algoritmo empírico de *Piening's* é um deles e apresenta-se da seguinte forma (Munjal, 1987).

$$\Delta L_l \approx 1.5 \left(\alpha \cdot l \cdot \frac{P}{A_f} \right) \text{ (dB/m)} \quad (2.99)$$

A mesma simplificação enunciada na equação 2.96 pode também ser utilizada para maximizar a relação em cima. O coeficiente α representa aqui o coeficiente de absorção acústico do material fibroso, sob incidência normal de um campo sonoro de ondas planas. Este coeficiente está definido na equação 2.58 e desenvolvido em função de uma frequência e impedância característica do material na equação 2.62 ambas presentes no subcapítulo 2.2.2.

2.2.4.1 Modelos empíricos: Previsão da constante de atenuação

Considera-se relevante apresentar a formulação de um modelo empírico de previsão acústica com base em gráficos normalizados que descrevem a relação de desempenho da constante de atenuação normalizada L_h , em função da frequência incidente para uma secção de atenuadores semelhante à analisada. Os resultados enunciados em seguida carecem imperiteravelmente de validação numérica ou experimental e servem unicamente como exemplo de uma abordagem empírica, com recurso a gráficos normalizados, com vista à resolução simplificada da problemática em questão.

A dissertação desenvolvida por D. Bogdanovic (Bogdanovic, 2014), bastante útil como diretriz, faz uma pequena síntese sobre a temática em foco, com particular incidência na caracterização do estado da arte do domínio acústico dos atenuadores dissipativos de perfil retangular. Nesta, discriminam-se alguns autores e respetivas referências, comparando os modelos empíricos de previsão formulados em cada uma, as considerações tomadas pelos mesmos durante o seu desenvolvimento e o método utilizado para traçar as diversas curvas de previsão acústica. Daqui destacam-se alguns modelos, bem caracterizados, que sugerem maior robustez na sua utilização – facto importante tendo em conta o erro associado a este tipo de aproximações – e, como tal, servirão como método de previsão simplificada para o presente estudo.

Em termos gerais, a abordagem comum implica a introdução de três parâmetros adimensionais normalizados – de caráter geométrico, sonoro e de material - intrínsecos ao fenómeno de propagação sonora dentro da secção acústica para delinear a curva de resposta do sistema em avaliação. Sem ordem de relevância o primeiro parâmetro a considerar é o geométrico A_L , que estabelece a relação entre as

variáveis de espessura d e de meia distância entre septos h . O segundo parâmetro a considerar é a resistência ao fluxo normalizada R , já enunciada anteriormente pela equação 2.48. Este relaciona a propriedade do material (i.e. espessura d e resistividade ao fluxo R_s) com as do meio - através da impedância característica do mesmo ($\rho_0 c_0 = Z_0$). Por último, o parâmetro no eixo das abcissas σ no gráfico de previsão, que relaciona a frequência ou comprimento de onda (ver equação 2.4) da oitava incidente, com a velocidade de propagação no meio c_0 e com a distância entre septos $2h$.

$$a) \quad A_L = \frac{d}{h} \qquad b) \quad R = \frac{R_s \cdot d}{\rho_0 \cdot c_0} \qquad c) \quad \sigma = \frac{2h \cdot f}{c_0}$$

É assim possível delinear a resposta acústica da secção de atenuadores, em forma de curva de desempenho da constante de atenuação ao longo da banda de oitava principal, através do conjunto de parâmetros adimensionais caracterizados no parágrafo anterior. Nessa ótica, adota-se a metodologia em referência e procuram-se abordagens semelhantes, provenientes de diferentes autores (Embleton, Ingard, Vér & Galaitsis, Bies e Hansen, Ramakrishnan e Watson), estabelecendo assim, uma pequena comparação entre ambos e uma aproximação do desempenho da secção acústica a um valor mais próximo do real.

O método desenvolvido por Embleton (Embleton, 1971) faz uma analogia entre os atenuadores dissipativos do tipo retangular, e uma conduta revestida com material absorvedor (*lined duct*), semelhante ao presente na constituição dos septos. Neste caso a dimensão transversal de secção entre interfaces (material absorvedor – escoamento) é equiparada à largura dos canais de passagem e o seu comprimento a um série contínua de troços retos de conduta revestida com o mesmo material absorvedor. Este tipo de analogia é comum e bastante praticada por outros autores (Bies & Hansen, 2009; Ingard, 2010), com o objetivo de simplificar a metodologia. À semelhança de outros, o autor assume que a propagação do campo sonoro é equivalente à propagação contínua de ondas planas e o fenómeno está desacoplado de um escoamento de fluido. Nota-se, porém, um ponto contraditório no seu modelo quando comparado com os desenvolvidos por outros autores, relativo à influência que o parâmetro adimensional de material (b) - resistência ao fluxo – aparenta ter no desempenho acústico da secção, cuja fraca (ou mesmo nenhuma) influência é perceptível através do gráfico da figura 2.42.

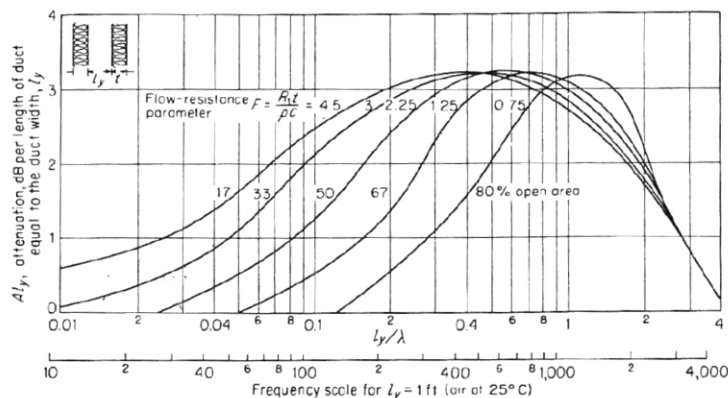


Figura 2.42 – Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento, normalizada pela meia distância entre septos, numa secção de conduta revestida (Bogdanovic, 2014; Embleton, 1971).

O modelo desenvolvido por Ingard (Ingard, 2010, pp. 255 - 263) faz uma analogia algo semelhante à adotada por Embleton no seu modelo, explorando de igual forma a resposta do sistema sob incidência de um campo sonoro. A composição ou configuração deste sistema é caracterizada por uma conduta

revestida (*lined duct*) com material de caráter acústico do tipo *non-locally reacting*, aqui em apenas um dos lados da secção transversal, sendo sugerida posteriormente a adoção de outras configurações possíveis (ver figura 2.43) para o modelo. Esta terá de ser feita, mediante uma correta avaliação e correspondência dos parâmetros geométricos da secção. À semelhança de Embleton, também aqui é utilizada a variação do parâmetro geométrico adimensional em termos de percentagem de área livre de secção para delinear a influência da mesma no valor da constante de atenuação normalizada através das diferentes curvas.

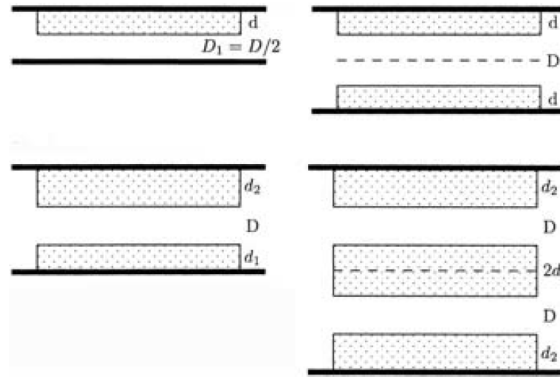


Figura 2.43 – Configurações de modelo equivalente na primeira e segunda linha respetivamente, com igual desempenho para o modelo de Ingard (Ingard, 2010).

Ingard desenvolve o seu modelo focando-se quase e somente no modo fundamental de propagação (i.e. ondas planas) do espectro sonoro. Este autor explica que a interação entre este e o material absorvedor irá induzir uma atenuação exponencial ao longo da secção, não só neste modo, mas também, e de forma mais acentuada, nos restantes modos superiores (i.e. múltiplos do fundamental) implícitos na composição do espectro sonoro. A eficiência e magnitude de atenuação para cada modo de ordem superior está diretamente relacionada com parâmetros geométricos e de material já referidos anteriormente. Ingard finaliza dizendo que o modelo desenvolvido não fica limitado por esta abordagem, pois por norma é o modo fundamental que define a eficiência do modelo acústico desenvolvido. Porém refere que inevitavelmente este poderá apresentar alguns erros de previsão na gama mais elevada da banda de oitava principal, abrindo a possibilidade do recurso a correções semi-empíricas para preencher esta lacuna (Ingard, 2010).

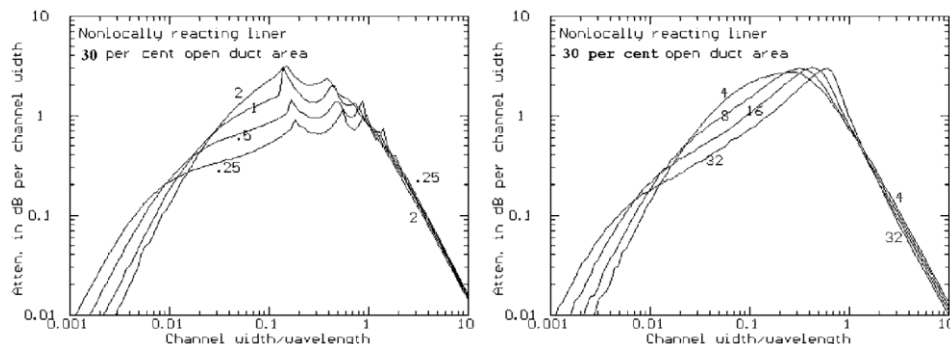


Figura 2.44 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção de conduta revestida para uma relação de área livre de 0,3 (Ingard, 2010, p. 262).

Bies e Hansen dedicam um capítulo inteiro da sua obra (Bies & Hansen, 2009, pp. 482-494) a explorar a engenharia intrínseca aos diversos tipos de atenuadores acústicos, nomeadamente os dissipativos que é o caso abordado no presente estudo. À imagem de outros, delinham as diversas curvas de previsão da constante de atenuação ao longo de uma secção acústica de perfil retangular em função da frequência

incidente. A analogia feita para a configuração da secção – *lined duct* para ambos os lados da secção – é a mesma utilizada pelos autores já enunciados e os parâmetros adimensionais requeridos são de igual forma as relações geométricas, o parâmetro normalizado de resistência ao fluxo e o de frequência em função da distância entre atenuadores. Note-se que a variável geométrica no modelo de Bies e Hansen, se refere somente à relação entre a espessura da camada e a meia distância entre ambas (ver figura 2.45) excluindo o correspondente valor de área livre de secção ($h/(h+d)$), que como se poderá constatar através do caso de estudo, poderá apresentar algumas diferenças, caso não seja estabelecida uma correta equivalência da configuração do modelo analisado. Ao desempenho da variável normalizada de atenuação acústica ilustrada na figura 2.45 estão acopladas algumas considerações importantes de salientar: o material absorvedor é considerado *bulk reacting*, sem cobertura de película plástica ou chapa metálica perfurada (usal para prevenir o desgaste e contaminação em situações de velocidades elevadas nos canais) e associada ao fenómeno está a ausência de escoamento no sistema. Os autores, ao longo do capítulo em referência, exploram ainda a influência de outros valores para as variáveis enunciadas, a inclusão de escoamento em ambos os sentidos admitidos pelo sistema ou a consideração de material com comportamento *locally reacting*, entre outros aspetos.

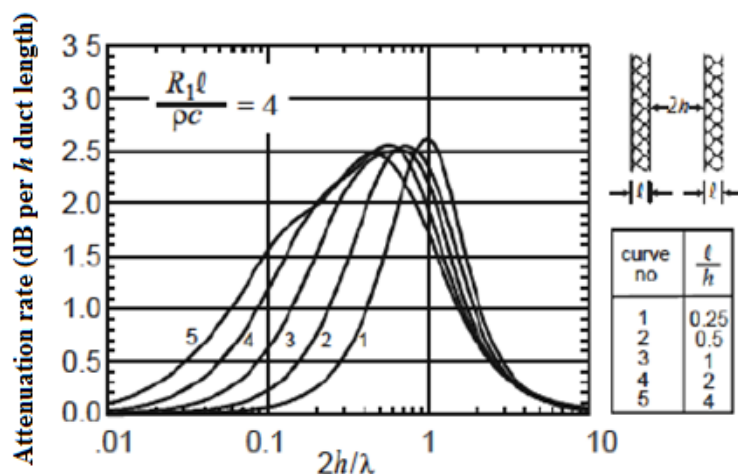


Figura 2.45 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, com absorvedor bulk-reacting sem proteção adicional (adaptado de Bies & Hansen, 2009, p. 483).

Em seguida apresenta-se outro modelo de previsão da constante de atenuação normalizada, desenvolvido por Munjal, Vér e Galaitsis (Vér & Beranek, 2006), ao longo de um capítulo dedicado em exclusivo aos atenuadores dissipativos. Neste, a configuração utilizada no modelo é semelhante às equivalentes propostas por Ingard, ilustradas na figura 2.44 e focam o conceito de secção de atenuadores ao invés de parede de conduta revestida. O modelo adota de igual forma o conceito de área livre em conjunto com o parâmetro adimensional geométrico A_L , o que requer algum cuidado para evitar o erro na análise do mesmo para secções com configurações diferentes das enunciadas pelos autores. O material de carácter acústico aqui considerado é, à semelhança de todos os outros modelos, isotrópico, homogéneo e comporta-se acusticamente como *bulk reacting* ou *non-locally reacting*. O desempenho da constante de atenuação é obtida por comprimento relativo à meia distância h entre atenuadores para um sistema com ausência de escoamento. Note-se que o conjunto de curvas apresentadas estão um pouco limitadas para variações no valor dos parâmetros normalizados geométrico e de material, fazendo com que este modelo seja pouco flexível para uma utilização consistente em secções com diferentes configurações.

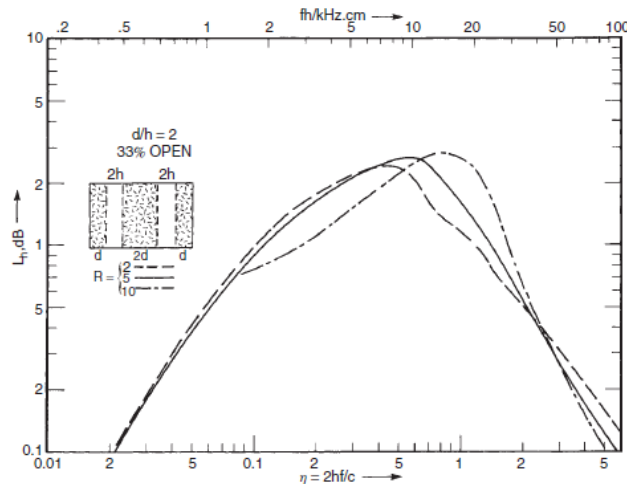


Figura 2.46 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção com uma relação adimensional geométrica $d/h=2$ (Vér & Beranek, 2006, p. 319).

Nos três gráficos disponibilizados pelo modelo estão caracterizadas diversas curvas de desempenho acústico para diferentes valores de resistividade ao fluxo. Ao contrário do que seria de prever, as variações na constante de atenuação em função da variação da resistividade R_s e consequente variação do parâmetro adimensional de resistência R não são perceptíveis para valores reduzidos (i.e. $0 < R < 5$), algo que os autores identificam como sendo a principal lacuna do modelo desenvolvido, onde só parâmetros de resistência com valores mais elevados (i.e. $R > 5$) transmitem variações perceptíveis.

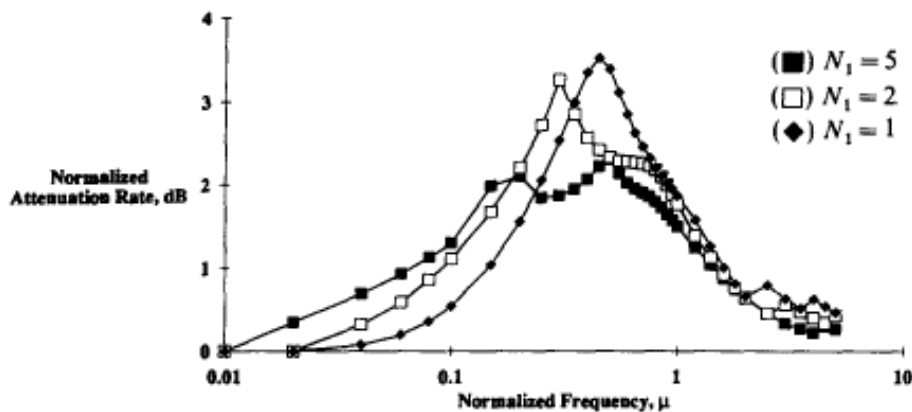


Figura 2.47 - Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, para um parâmetro de resistência ao fluxo fixo e igual a 2 (Ramakrishnan & Watson, 1991).

Por último enuncia-se o estudo desenvolvido por Ramakrishnan e Watson (1991). Modelado numericamente (MEF), o parâmetro de perda por inserção IL é estimado através da constante de atenuação L_h por comprimento, normalizada pela meia distância entre atenuadores h . À semelhança dos modelos caracterizados, o mesmo é delineado com ausência de escoamento implícito, em função dos três parâmetros adimensionais característicos já enunciados. O material integrante na constituição dos atenuadores é considerado isotrópico, homogêneo e do tipo *bulk reacting*. O desenvolvimento do modelo de previsão, ao contrário dos demais, não considera apenas o modo fundamental de propagação e prevê também a resposta do sistema para os múltiplos do mesmo (i.e. modos de ordem superior), resultado esse posteriormente comparado e avaliado numa primeira fase pela diferença entre ambos e, posteriormente, através da comparação com resultados obtidos em ambiente experimental. À

semelhança de Ingard, também aqui são apresentadas algumas correções e considerações necessárias para a adaptação da configuração apresentada pelo conjunto de atenuadores.

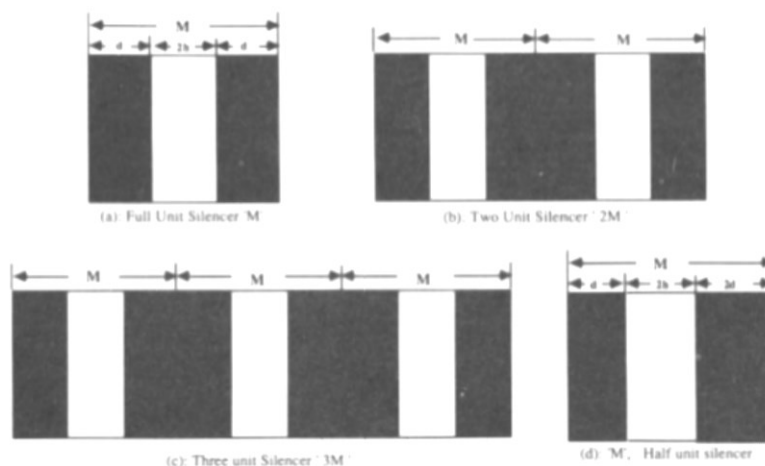


Figura 2.48 – Configuração de modelo singular (a), múltipla (b e c) e parcial (d) admitidas pelo modelo (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991).

Como praticado pelo conjunto de autores enunciado, quer para a configuração de conduta revestida (*lined duct*), quer para a de bloco unitário - composto por um conjunto simples de atenuadores - o essencial a assegurar, é a coerência da relação entre os três parâmetros adimensionais fundamentais para a utilização do método de previsão. Note-se por exemplo, quer para o modelo apresentado por Ingard, quer o apresentado por Munjal, Vér e Galaitsis - que consideram abordagens diferentes para as configurações da secção acústica - a base da previsão do comportamento da constante de atenuação é incidente em ambos, na relação entre os parâmetros adimensionais. Parâmetros esses, comuns tanto a estes como para os restantes modelos. Em suma, a metodologia é aplicável através da adaptação da configuração da secção em estudo, à configuração “universal” dos modelos de previsão enunciados, bem ilustrada em todos os gráficos de previsão acústico apresentados.

Tome-se como exemplo a figura 2.48 (a) e considere-se M , a dimensão transversal de um bloco unitário de septos. Segundo Ramakrishnan e Watson, a análise a um conjunto composto por múltiplos blocos unitários (M) idêntico aos ilustrados na figura 2.48 (b e c) é feita por analogia ao bloco unitário representativo desse mesmo conjunto. Isto porque (1.) a relação de parâmetros adimensionais implícita no bloco unitário é igual em todos os outros blocos, (2.) o material absorvedor constituinte do atenuador é comum em toda a secção e (3.) porque a cada bloco está associado um desempenho independente dos demais (Ramakrishnan & Watson, 1991). Os autores mostram ainda que esta simplificação não é apenas possível para o modo fundamental de propagação mas também para uma análise acústica que considere os modos de ordem superior no fenómeno de propagação².

Munjal, Vér e Galaitsis, durante o desenvolvimento da componente de previsão, agregam uma pequena análise sobre a influência direta da variável de espessura dos atenuadores na constante de atenuação acústica. A figura 2.49 traduz a resposta do sistema na primeira fase do estudo, onde a variável de espessura foi ensaiada para diferentes valores sem alterar nem o valor correspondente em área livre de

² Sugere-se a consulta do anexo (A) onde são apresentadas as restantes curvas de previsão da constante de atenuação da literatura explorada, com outros valores para os parâmetros adimensionais e também diferentes considerações tomadas durante o desenvolvimento, e.g. acoplamento de escoamento à propagação sonora.

secção (50%), nem o de resistividade ao fluxo do material. Em suma, pretendia-se fixar ambas as condições e compreender apenas a influência da espessura na constante de atenuação, avaliando assim a eficiência da opção por um maior número de septos de menor espessura, ou a situação inversa.

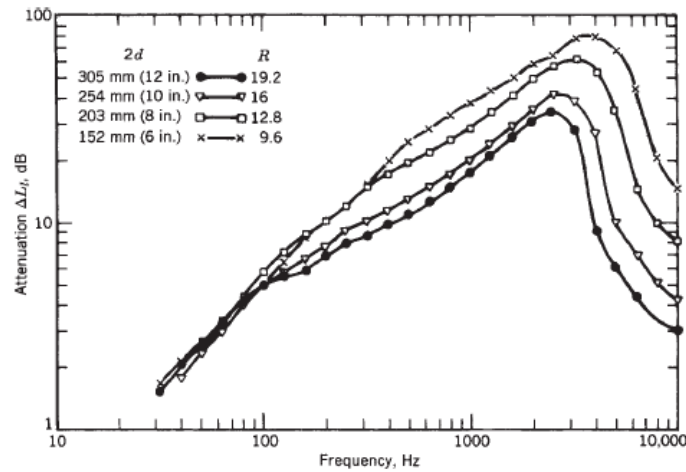


Figura 2.49 – Gráfico que representa a atenuação vs frequência incidente para atenuadores de comprimento igual com valores de percentagem de área livre e de resistividade ao fluxo fixos (Vér & Beranek, 2006, p. 324).

Ao contrário do que seria de prever, atenuadores com maior espessura têm uma resposta acústica menos positiva do que outros com menor espessura mas em maior número. Note-se a relação adimensional (b) enunciada anteriormente no princípio do modelo empírico. Neste caso é um facto que um aumento da variável de espessura do material, para um valor fixo de resistividade, R_s , vai inevitavelmente incrementar o valor da resistência ao fluxo R , como ilustrado pela figura 2.49. O aumento desse valor prejudica a interação do espectro sonoro incidente com o material fibroso (relação essa demonstrada anteriormente ao longo do desenvolvimento do subcapítulo 2.2.2), diminuindo, assim as perdas energéticas associadas a esta e prejudicando a eficiência de atenuação implícita na secção, sendo mais acentuada na gamas das altas frequência.

A segunda fase da análise à influência da espessura dos atenuadores, tinha como objetivo a fixação do parâmetro adimensional de resistência ao fluxo – para valores reduzidos - de forma a permitir uma elevada penetração e respetiva interação entre o campo sonoro e o absorvor acústico. Para tal, variava-se uma vez mais a espessura do atenuador e consequentemente a composição do seu material, indo ao encontro de valores de resistividade reduzidos que satisfizessem a condição inicial imposta.

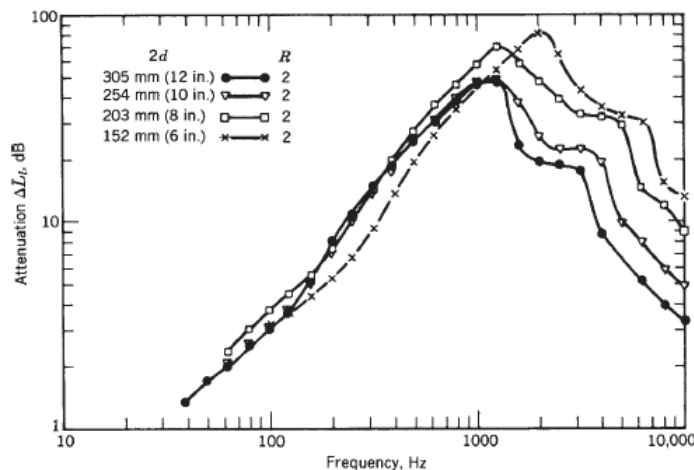


Figura 2.50 – Gráfico que representa a atenuação vs frequência incidente para atenuadores de comprimento igual, percentagem de área livre fixa a 50% e valor de resistência ao fluxo 2 (Vér & Beranek, 2006, p. 325).

O conjunto de resultados apresentados pela figura 2.50 demonstram a fraca influência da espessura no valor da constante de atenuação para a baixa - média gama de frequências. Pelo contrário, para a gama superior, existe uma tendência que favorece a atenuação para uma secção com um maior número de septos (de menor espessura) e consequente menor distância entre os mesmos. Isto deve-se à já descrita correlação entre o valor de área livre e a relação $\lambda < 2h$. Da comparação entre figuras, conclui-se que a conjugação de fatores entre a espessura dos atenuadores, a distância entre estes e o valor da resistividade ao fluxo do material absorvor é a essência e o principal fator que distingue um projeto eficiente de um mal concebido.

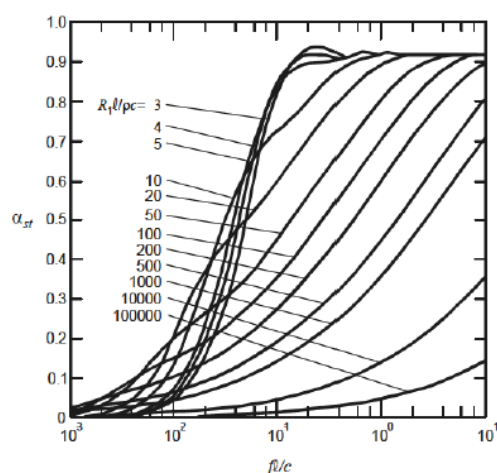


Figura 2.51 – Coeficiente de absorção estatístico experimental em função do parâmetro adimensional de frequência para diversos valores de resistência ao fluxo (Bies & Hansen, 2009, p. 320).

À semelhança do estudo anterior mas focando apenas a amostra de material fibroso, também Bies e Hansen (2009) na sua obra avaliam experimentalmente a influência da resistência ao fluxo do material no desempenho acústico. Para isso, selecionam um conjunto de amostras de material de caráter acústico e medem o seu parâmetro de resistência ao fluxo segundo a norma (ASTM-C522-03, 2009). Em seguida, ensaiam experimentalmente com recurso ao tubo de impedância³ o conjunto de amostras, para estimar o coeficiente estatístico de absorção α_{st} , através da sua relação com a impedância acústica específica normal Z_{an} , propriedade intrínseca ao material já definida pela equação 2.46. O coeficiente α_{st} – semelhante ao enunciado na equação 2.58 - é uma medida experimental utilizada para medir a quantidade de energia sonora absorvida pelo material quando submetido a um determinado campo sonoro. A figura 2.51 apresenta os resultados obtidos para o conjunto de amostras ensaiado, onde é perceptível o melhor desempenho para o conjunto de amostras, no qual o respetivo valor de resistência ao fluxo é mais reduzido. Este facto ocorre porque no intervalo de valores em referência ($R < 10$) estão associados baixos índices de reflexão R_x e, consequentemente elevados índices de absorção α_{st} .

2.2.4.2 Aplicação de método empírico de previsão da constante de atenuação

Começa por caracterizar-se convenientemente o modelo em análise, dimensões, propriedades do material e outros parâmetros relevantes para uma correta aplicação do método. Em primeira instância e à semelhança dos autores referidos, será desconsiderado o efeito de escoamento na previsão acústica da secção, ainda que a este, inerente ao processo de tratamento de ar dentro da UTA, estejam associadas

³ Técnica experimental recorrente, para medição de propriedades acústicas de material fibroso, bem caracterizada e disponível para consulta nas referências sugeridas (Bies & Hansen, 1980, 2009; Vér & Beranek, 2006).

magnitudes de velocidade superior (devido à proximidade do ventilador) às medidas em conduta – termo de comparação – ao valor medido numérica e experimentalmente caracteriza-as ($< 0,03 Ma$) bastante abaixo do limite ($\pm 0,1 Ma$) a considerar (Ramakrishnan & Watson, 1991; Vér & Beranek, 2006). O efeito de temperatura também não será considerado, pois a secção acústica da UTA ensaiada terá a bateria de arrefecimento desligada e todo o processo decorrerá à temperatura ambiente ($\pm 18^\circ\text{C}$). O mesmo tem uma influência direta na constante de atenuação, tanto nas propriedades do material (ver subcapítulo 2.2.2) como no fenómeno de propagação acústico (ver subcapítulo 2.1.3) e deve ser considerado caso se verifiquem variações de temperatura relativas às de referência.

Destaca-se a relevância de uma adaptação da configuração dos atenuadores na secção em análise à utilizada pelos modelos de previsão enunciados, como forma de alcançar a concordância entre ambos e consequente aplicação do método de previsão implícito nos mesmos. Repare-se que todas as referências analisadas são desenvolvidas para atenuadores a operar em conduta de perfil retangular e portanto, analogamente considera-se que o caso em análise está dentro das mesmas condições. A motivação para o fazer está relacionada com três diferentes aspetos: (1.) a previsão é desenvolvida com ausência de escoamento na secção, pois como caracterizado no capítulo 4, este adquire um perfil transversal não uniforme de velocidade a montante da secção analisada - muito diferente do expectável para conduta – e portanto, o facto de o mesmo não ser considerado contribui de forma positiva para a analogia. (2.) A secção onde os septos estão instalados é de perfil retangular, semelhante às referidas nos diversos modelos apresentados para conduta e portanto, também aqui a analogia não irá prejudicar o método de previsão. (3.) Por último, é a possibilidade de discretizar a configuração geométrica da secção em análise (ilustrada na figura 2.52), num bloco unitário representativo, semelhante aos apresentados pelos modelos discriminado.

A secção acústica em estudo é composta por um conjunto de seis atenuadores acústicos dissipativos de perfil retangular igualmente distanciados entre si, fabricados por um invólucro em aço galvanizado e enchidos com duas placas semi-rígidas de lã de rocha mineral.

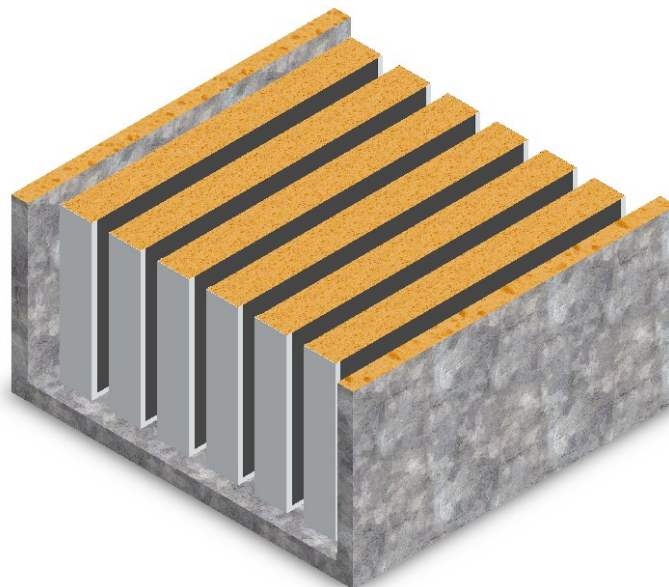


Figura 2.52 – Isométrica do corte segundo o plano XZ a meio da secção isolada de seis atenuadores de perfil retangular instalados na UTA em análise.

Como referido acima, a adaptação do modelo em estudo à configuração apresentada pelos diferentes autores é imprescindível para uma correta aplicação da metodologia de previsão acústica. Em primeira

instância identifica-se a secção representada na figura 2.52, como um conjunto (semelhante ao da figura 2.48 *b* ou *c*) formado por um determinado múltiplo de um bloco singular que se pretende analisar, desta forma é necessário identificá-lo e demonstrar que o restante conjunto acústico é padronizado para essa unidade. Só assim é possível assumir um desempenho acústico igual para todos os blocos e discretizar a análise do conjunto a apenas uma unidade representativa. Note-se que não foram encontrados modelos nem referências com configurações semelhantes à analisada (i.e. com espaçamento entre a parede e o atenuador), onde seja aplicada a metodologia em referência - método de previsão empírico com base em curvas de desempenho. Assim, as seguintes considerações carecem imperativamente de validação experimental ou numérica, pelo que se sugere um estudo adicional no futuro, sobre o impacto das mesmas na aplicação do método em referência.

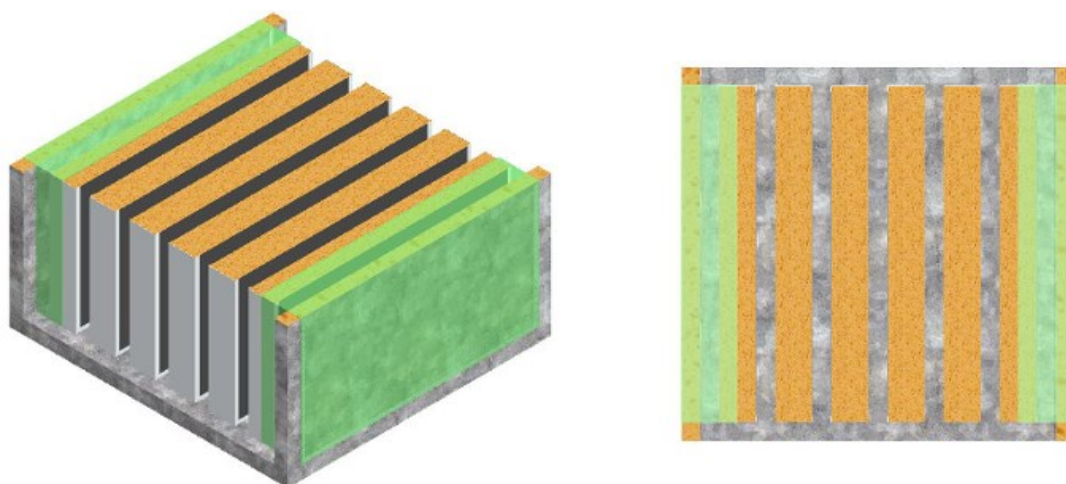


Figura 2.53 - Isométrica e planta representativa do corte segundo o plano XZ da secção em análise, com marcação a verde das zonas críticas da secção em análise.

Desta forma, localiza-se o ponto crítico na secção em análise (representado a verde na figura 2.53), situado na fronteira entre os canais de passagem e as paredes da UTA. A adaptação desta região às geometrias propostas pelos modelos de previsão – ainda que questionável – sugere uma abordagem possível para que os mesmos possam ser aplicados à secção acústica.

A abordagem consiste numa intervenção ao nível da composição das paredes do modelo. Estes são constituídos por dois painéis fabricados em chapa de aço galvanizado de espessura variável ($0,7\text{ mm} < t < 0,8\text{ mm}$), com duplo revestimento (i.e. $25\text{ }\mu\text{m/cada}$) de uma liga metálica constituída por alumínio e zinco (AZ 185). Entre os painéis, para isolamento acústico, está um painel semi-rígido de lã de rocha mineral com 50 mm de espessura, igual à utilizada na constituição dos atenuadores (ver figura 2.54).



Figura 2.54 – Corte do perfil de um painel idêntico ao utilizado numa secção acústica comum.

É certo que uma análise completa ao modelo carece do conhecimento da impedância específica de superfície (ver Eq. 2.45) do material rígido constituinte dos painéis, como forma de avaliar as variáveis acústicas de reflexão e transmissão na fronteira entre meios diferentes, para o campo sonoro incidente. Desta forma, seria possível caracterizar convenientemente o coeficiente de absorção de todo o painel (ver Eq. 2.58) em função do seu fator de reflexão (ver Eq. 2.59) e compará-lo, assim, ao do atenuador. Posto isto, a motivação para o autor assumir que ambas as extremidades sejam idênticas e com desempenho acústico semelhante ao das ditas “normais” no resto do conjunto, fundamenta-se no bom desempenho acústico avaliado previamente nas secções da UTA utilizada, na baixa espessura dos painéis metálicos e também na margem de segurança intrínseca à variável $\Delta L_{Saída}$ não considerada no cálculo da perda por inserção total da secção (ver Eq. 2.97).

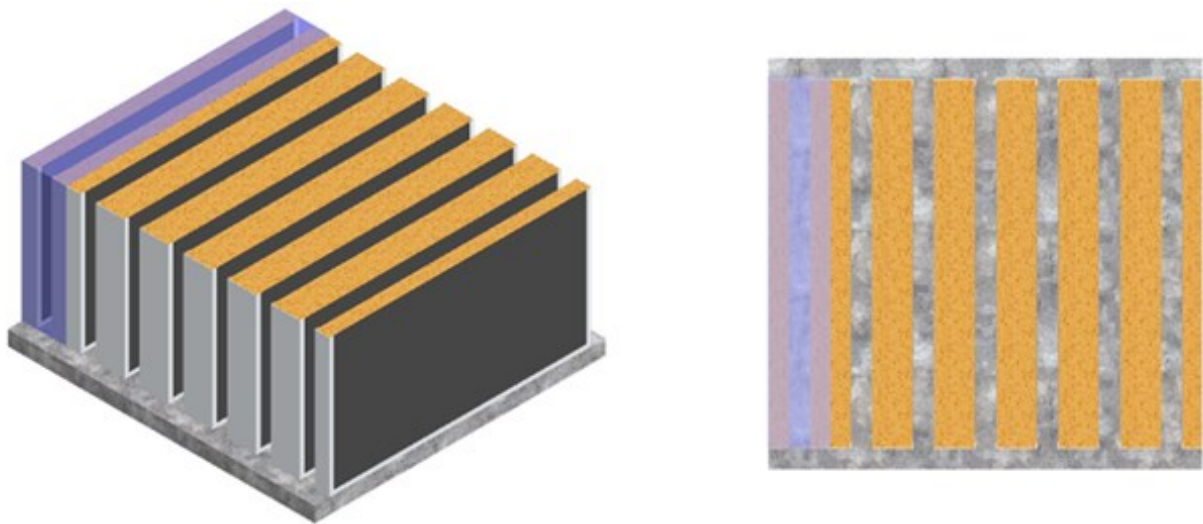


Figura 2.55 - Isométrica e planta representativa do corte segundo o plano XZ da secção em análise, com marcação a roxo do bloco unitário de referência para a adaptação do modelo ao método de previsão empírico.

Caracterizada a adaptação à secção, feitas as considerações necessárias à aplicação do método em referência e assumindo o conjunto como um múltiplo da unidade singular (destacada a roxo na figura 2.55) procedeu-se à simplificação da secção acústica para identificar e caracterizar as propriedades da unidade padrão que será analisada. Na figura 2.56 está representado o valor base padrão para cada unidade ao longo da transversal de secção, assim e à semelhança da analogia feita por Ramakrishnan e Watson (1991) ilustrada na figura 2.48, é possível simplificar todo o conjunto a uma única unidade - doravante denominada como unidade padrão - representada na figura 2.57.

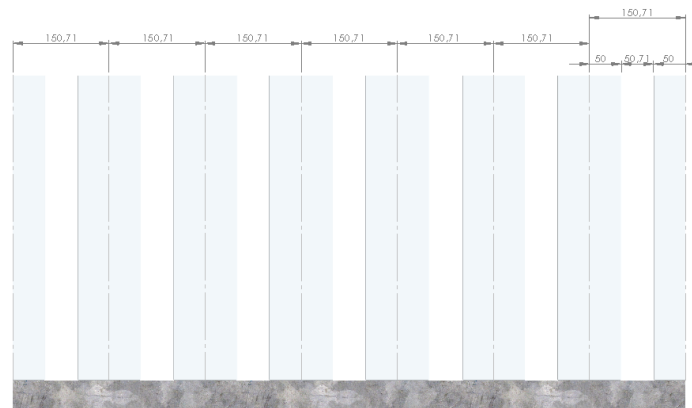


Figura 2.56 – Vista frontal da secção adaptada segundo a consideração apresentada para aplicação do método de previsão empírico.

O material de caráter acústico presente na constituição da secção é lã de rocha mineral (Rockwool, 2015), com densidade de 70 Kg/m^3 , medida segundo a norma (EN 1602, 2013). O resumo e apresentação do conjunto de variáveis de interesse ao método de previsão é feito pela tabela 2.6.

Tabela 2.6 – Variáveis da secção em estudo, para aplicação do método empírico de previsão acústico.

Variáveis do meio	Valor	Variáveis de secção	Valor (mm)	Variáveis de material	Valor
Temperatura ($^{\circ}\text{C}$)	20	Espessura de parede	50	Espessura dos septos (mm)	100
Densidade (Kg/m^3)	1,2	Largura da secção	955	Comprimento dos septos (mm)	900
Velocidade de propagação do som (m/s)	340,3	Distância entre septos	50,7	Resistividade ao fluxo (KPa.s.m^{-2})	23

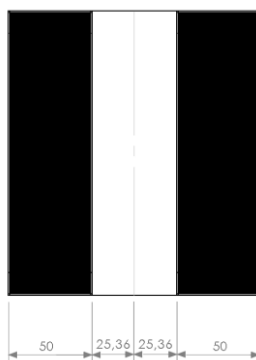


Figura 2.57 – Unidade padrão representativa do modelo acústico em análise.

Com base na informação apresentada na tabela 2.6 calculam-se os dois primeiros parâmetros normalizados, A_L e R . Lembra-se que para o método aplicado as variáveis d e h representam respectivamente a meia espessura do atenuador e a meia distância entre estes.

$$a) \quad A_L = \frac{d}{h} = \frac{0,05}{0,02535} = 1,9724 \approx 2$$

$$b) \quad R = \frac{R_s \cdot d}{\rho_0 \cdot c_0} = 2,8162 \approx 3$$

Tabela 2.7 – Parâmetros adimensionais normalizados da secção acústica em estudo.

Parâmetro adimensional normalizado	Valor
Área Livre (A_L)	2
Resistência ao fluxo (R)	3

O parâmetro adimensional de frequência normalizado da secção acústica em análise - correspondente à relação entre o espaçamento entre atenuadores e o comprimento de onda incidente - vai ser calculado apenas para a banda de oitava principal, por norma, a referência de amplitude num projeto acústico comum. Para qualquer frequência específica de interesse sugere-se o recurso à equação 2.10 para o cálculo da gama de frequências pretendida.

$$c) \quad \sigma = \frac{2h \cdot f}{c_0}$$

Tabela 2.8 – Parâmetro adimensional de frequência normalizado da secção acústica em estudo.

Frequência	63,5	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Valor do Parâmetro (σ)	0,0095	0,0186	0,0373	0,0745	0,1490	0,2981	0,5961	1,1922

O desempenho acústico da secção está dependente da curva de atenuação escolhida, inerente ao método de previsão empírico, para definir o valor da constante de atenuação em cada oitava do espectro sonoro incidente. Identificados e caracterizados os diferentes modelos de previsão (i.e. Embleton, 1971; Ingard, 2010; Bies e Hansen 2009; Munjal, Vér e Galaitsis 2006; Ramakrishnan e Watson, 1991), o autor ao longo do subcapítulo 2.2.4.2, apresentou para cada um, o respetivo gráfico de previsão da constante normalizada para os parâmetros adimensionais que mais se aproximavam dos valores relativos à secção analisada e que estão convenientemente resumidos pela tabela 2.9.

Tabela 2.9 – Síntese dos parâmetros adimensionais ensaiados, representados nos gráficos de previsão acústica para os diferentes autores analisados.

Autor(es)	Parâmetro adimensional A_L	Parâmetro adimensional R	Área Livre (%)
Embleton, 1971	-	3	33
Ingard, 2010	-	4	30
Bies e Hansen, 2009	2	4	33
Munjal, Vér e Galaitsis, 2006	2	2	33
Ramakrishnan e Watson, 1991	2	2	33

Em seguida, extrapolou-se - por intermédio de uma ferramenta computacional adequada -, para cada modelo, o conjunto de valores inerente a cada gráfico de resposta apresentado, que delinea o desempenho da constante de atenuação da secção. A técnica descrita (consultar anexo A) - substituta do tradicional papel milimétrico - visa a diminuição do erro de leitura das coordenadas e valores correspondentes, esta pode também antecipar a preparação do método empírico para uma utilização mais recorrente do mesmo, com o acoplamento de um algoritmo capaz de, em função das variáveis adimensionais comuns (*inputs*), prever o desempenho acústico de um qualquer modelo idêntico ao analisado na dissertação ou pelos diferentes autores.

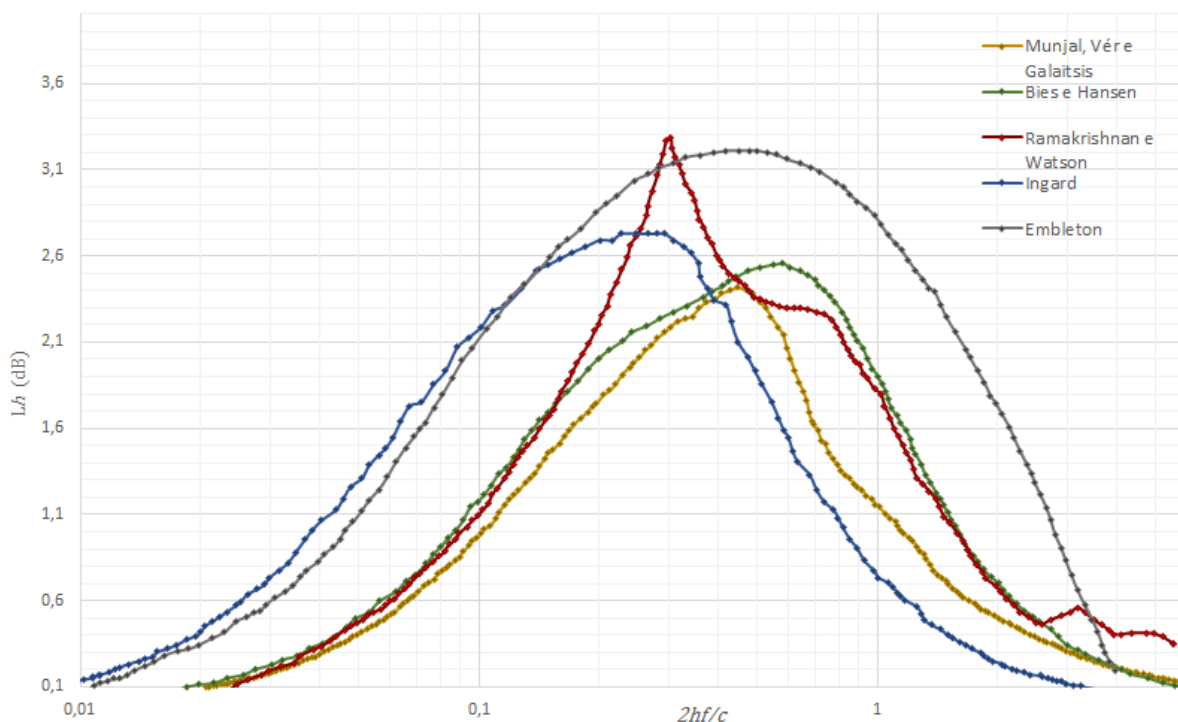


Figura 2.58 – Síntese de gráfcos normalizados de previsão da constante de atenuação acústica, mediante os respetivos parâmetros adimensionais discriminados na tabela 2.9.

A figura 2.58 ilustra a síntese dos diferentes modelos enunciados ao longo do subcapítulo 2.2.2.4. Note-se que existe entre todos ligeiras diferenças nos valores dos parâmetros adimensionais inerentes (ver tabela 2.9), pelo que uma comparação direta entre estes não é aconselhável. Contudo, é possível constatar-se que o método desenvolvido por Embleton é um pouco conservador, como descrito anteriormente, já que considera apenas o modo fundamental de propagação e as diversas curvas delineadas no modelo aparentam pouca sensibilidade à variável de material R_s . Seria expectável que as curvas de desempenho desenvolvidas por Ingard e Bies e Hansen, ambas incidentes sobre a configuração de parede revestida, com as mesmas considerações de material, modo de propagação avaliado e para valores idênticos nos parâmetros adimensionais, se apresentassem com maior semelhança, nomeadamente no seu pico de atenuação. Por último, os dois modelos (Munjal, Vêr e Galaitsis; Ramakrishnan e Watson) orientados especificamente para atenuadores dissipativos a operar em secção retangular são aplicados exatamente para os mesmos parâmetros adimensionais. O material considerado por ambos é do tipo *bulk reacting* e apenas diferem nos modos de propagação utilizados. Aqui, o modelo de Ramakrishnan e Watson aparenta ser mais completo, avaliando também a previsão acústica não só para o modo fundamental de propagação mas também para os superiores. Posteriormente, os resultados são comparados com o modelo de Munjal, Vêr e Galaitsis, onde se conclui que ambos evidenciam as mesmas tendências, com o modelo menos conservador de Ramakrishnan e Watson, a apresentar leves distorções ao longo da banda de oitava e um pico de atenuação bastante acentuado (ver figura 2.59), aspetos que os autores atribuem ao facto de se considerarem os modos superiores de propagação no modelo desenvolvido (Ramakrishnan & Watson, 1991). Posto isto, a presente dissertação irá recorrer a estes dois modelos para prever o desempenho da constante de atenuação da secção em análise.

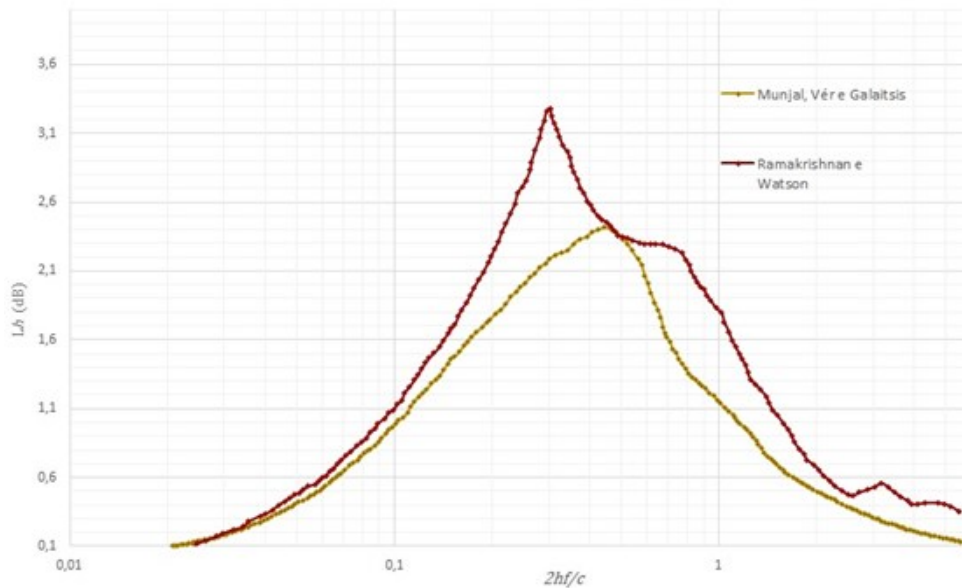


Figura 2.59 – Gráficos de previsão da constante de atenuação extrapolado dos modelos: Ramakrishnan e Watson, 1991; Munjal, Vêr e Galatsis, 2006.

Tabela 2.10 – Síntese da curva de desempenho do modelo de Ramakrishnan e Watson, ilustrado na figura 2.55 (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991)

Material parameter (R)	d/h	Peak frequency (μ)	Effective band width (octaves)	Peak attenuation rate (dB)
2	5	0.45	4.55	2.3
	2	0.30	2.73	3.3
	1	0.45	2.25	3.5

Em seguida calcula-se o fator de comprimento normalizado pela meia distância entre septos, intrínseco à taxa de atenuação, utilizado no cálculo da perda por inserção ao longo do atenuador (ver Eq. 2.96).

- Fator de comprimento normalizado: $\frac{l}{h} = \frac{0,900}{0,02536} \approx 35,5$

Em seguida procede-se - independentemente do modelo escolhido - ao cálculo do parâmetro de frequência normalizado σ em função da meia distância entre septos na secção em análise para toda a banda de oitava principal, com recurso à relação em baixo definida. A constante de atenuação L_h (dB/unidades de h) e os respectivos valores de atenuação (dB) efetiva - mediante a substituição do fator de comprimento calculado em cima - serão apresentados para ambos os modelos.

$$c) \quad \sigma = \frac{2h \cdot f}{c_0}$$

Tabela 2.11 – Atenuação prevista em toda a amplitude da banda de oitava principal para a secção em análise, com recurso ao método de previsão empírico.

Frequência (Hz)	63,5	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Valor do Parâmetro σ	0,0095	0,0186	0,0373	0,0745	0,1490	0,2981	0,5961	1,1922
Modelo de Ramakrishnan e Watson (L_h)	0	0,094	0,295	0,803	1,67	3,269	2,307	1,453
Atenuação prevista (dB)	0	3,34	10,47	28,51	59,28	116,05	81,90	51,58
Modelo de Munjal, Vér e Galaitsis (L_h)	0	0	0,2643	0,6997	1,4268	2,1703	2,055	0,972
Atenuação prevista (dB)	0	0	9,38	24,84	50,65	77,05	72,95	34,51

Uma vez comparadas as curvas de previsão representadas na figura 2.59, seria expectável que ambos os modelos apresentassem valores acentuados de atenuação para a gama de altas frequências na banda de oitava principal, com particular incidência nas frequências de 2000 Hz e 4000 Hz. Numa primeira análise, os valores atingidos para essas frequências parecem desajustados e pouco credíveis, nomeadamente no modelo menos conservativo de Ramakrishnan e Watson. No entanto, os mesmos podem ser justificados por um conceito já caracterizado anteriormente no princípio do subcapítulo 2.2.4, que tem que ver com a regeneração de ruído inerente a uma secção acústica com escoamento implícito. Ainda que não seja amplamente abordado na literatura consultada, é referido que o fenómeno limita o desempenho alcançado (IL) pelo conjunto de atenuadores, sendo que o valor total medido *in situ* não é representativo da real capacidade dos mesmos, mas sim referente à diferença entre o espectro sonoro a montante e a jusante da secção em função das variáveis de sistema (e.g. velocidade do escoamento), ou seja, a eficiência acústica do conjunto está dependente da regeneração de ruído (Ingard, 2010; Munjal, 1987; Vér & Beranek, 2006). Simplifique-se com o seguinte exemplo: a capacidade de um conjunto de atenuadores (IL) – para determinada frequência – atinge uma perda por inserção de 55 dB, mas tem associado ao mesmo um fator de regeneração na ordem dos 60 dB. Considerando uma fonte sonora para essa frequência com 100 dB de potência, a eficiência do conjunto fica limitada pelos 60 dB e a perda por inserção alcançada fixa o valor dos 40 dB mesmo tendo esta uma capacidade superior.

A nível comercial este fator é explorado por algumas empresas especializadas do ramo, que dado conhecimento prévio da velocidade de secção a montante, são capazes de prever o seu valor em função da configuração de atenuadores escolhida. A metodologia é apenas possível com a aplicação de modelos corretivos desenvolvidos em exclusivo para os componentes fabricados por estas empresas, não sendo aplicáveis à generalidade dos atenuadores devido ao conjunto de variáveis implícitas. Grande parte dos catálogos consultados, opta por não colocar valores de atenuação por oitava acima dos 50 dB mesmo que esses tenham sido alcançados em ensaios experimentais. Cita-se um desses casos encontrado em catálogo: “Measured laboratory values above 50 dB are specified as 50 dB according to general practice” (TROX® Technik). É usual durante uma pesquisa em catálogo encontrar considerações

semelhantes, feitas por outras empresas (*Lindab, Swegon, FläktWoods*, etc.), onde é estabelecido o limite de 50 dB, justificando-se como boa prática para este tipo de componentes - exceção feita à *FläktWoods* que opta por fixar o valor em 55 dB. O autor não conseguiu encontrar qualquer referência onde este limite fosse abordado ou explicado. Nem mesmo a norma (ISO 7235, 2009) que determina o conjunto de procedimentos necessários para medir as diferentes variáveis de interesse intrínsecas aos atenuadores (i.e. perda por inserção, regeneração de ruído e queda de pressão) faz qualquer referência a este valor. Na sequência da pesquisa às diversas empresas, elaborou-se uma tabela que resume a resposta acústica de secções semelhantes à analisada na presente dissertação. Repare-se que os valores apresentados na mesma não têm qualquer valor em termos de coerência experimental, pois não é demonstrado ou especificado como os mesmos foram alcançados, razão pela qual os valores apresentados na tabela (A2 disponível no Anexo), servem exclusivamente como uma referência de comparação aos resultados obtidos através do método empírico.



Figura 2.60 – Placas semi-rígidas de lã de rocha, utilizadas na conceção dos atenuadores no ensaio experimental.

Outro fator que contribui para uma redução da curva medida na gama de frequências com valores de atenuação mais elevados, está relacionada com a conceção do material utilizado na constituição dos atenuadores. Como referido anteriormente, existe uma clara importância em impedir a contaminação do escoamento pelo arrasto de pequenas fibras derivadas da interação entre este e o material fibroso presente no atenuador. É usual para velocidades reduzidas - que não justifiquem proteção de chapa metálica perfurada (i.e. $< 20 \text{ m/s}$) - as placas semi-rígidas de lã mineral, nomeadamente lã de rocha, serem revestidas com uma fina película protetora de baixa resistência ao fluxo (a preto na figura 2.60), por forma a impedir a contaminação do mesmo. No entanto o método acaba por influenciar o desempenho acústico do atenuador, contribuindo com um ligeiro alargamento da amplitude do intervalo de influência para a gama média-baixa de frequências e em simultâneo provocando uma redução do pico de atenuação desfavorecendo assim o seu valor nas gamas das altas frequências (Vér & Beranek, 2006, p. 693).

Outra variável que contribui para o resultado tão acentuado nas duas frequências referidas anteriormente, é o valor do parâmetro normalizado de material ($R \approx 3$) intrínseco à secção acústica analisada e ligeiramente superior ao de ambos os modelos de previsão utilizados ($R = 2$), pois era o que mais se aproximava do valor calculado para a secção em análise. Esta aproximação pode também justificar o facto de o pico de atenuação efetivo ser tão acentuado, pois é como demonstrado

anteriormente, um aumento no valor deste parâmetro contribui para um alargamento da banda efetiva de atenuação e respetiva diminuição no valor do seu pico (ver tabela 2.12)⁴.

Tabela 2.12 – Síntese de resultados obtidos para diversos valores de parâmetros adimensionais, para uma unidade completa e uma parcial (adaptado de Ramakrishnan & Watson, 1991).

Full Unit Silencer Performance					Half Unit Silencer Performance			
Material parameter (R)	d/h	Peak frequency (μ)	Effective band width (octaves)	Peak attenuation rate (dB)	d/h	Peak frequency (μ)	Effective band width (octaves)	Peak attenuation rate (dB)
2	5	0.45	4.55	2.3	3.33	0.25	4.55	2.3
	2	0.30	2.73	3.3	1.33	0.40	3.58	2.8
	1	0.45	2.25	3.5	0.67	0.50	2.58	3.1
5	5	0.45	4.74	2.5	3.33	0.50	3.81	2.7
	2	0.60	3.59	2.7	1.33	0.70	3.22	2.7
	1	0.80	3.22	2.7	0.67	0.90	2.68	2.6
20	5	0.70	2.80	2.7	3.33	0.75	2.80	2.7
	2	0.95	2.19	2.6	1.33	1.20	2.00	2.5
	1	1.20	2.00	2.5	0.67	1.20	1.869	2.4

Considera-se que as práticas enunciadas são bons indicadores para os resultados obtidos na aplicação do método empírico. Assim e para finalizar, apresenta-se um exercício prático com recurso aos valores obtidos no ensaio numérico desenvolvido por Ramakrishnan e Watson (1991) para diversas configurações de atenuadores acústicos - parte dos valores obtidos são apresentados na tabela 2.13, o restante conjunto é facultado em anexo (A). O objetivo do mesmo passa por compreender se também para este modelo, ainda que subentendido, se recorre à fixação de um limite de atenuação alcançada para o conjunto de atenuadores analisados em semelhança ao praticado a nível comercial. Note-se que em nenhuma parte do artigo é feita qualquer referência ao fenómeno de regeneração de ruído - intrínseca a este tipo de unidades -, nem mesmo na adoção do conceito de “boa prática” para este tipo de componente ou na fixação de um valor máximo de atenuação para o mesmo.

A metodologia aplicada no ensaio numérico consistiu numa primeira fase em estabelecer uma comparação entre os valores obtidos para a constante de atenuação acústica em diversas secções, considerando apenas o modo fundamental de propagação e uma outra, onde se incluía também os respetivos modos superiores. Em seguida, é feita uma comparação com os resultados experimentais – previamente obtidos – para as mesmas secções acústicas analisadas através do método numérico. Daqui derivam bons indicadores de proximidade e coerência da metodologia apresentada, com uma melhor aproximação no estudo que considerava os modos superiores de propagação. As pequenas diferenças registadas entre o modelo numérico e o experimental (4 – 5 dB) são atribuídas à não consideração do fator de segurança de entrada e de saída do conjunto – ambos caracterizadas no início do presente subcapítulo – e também a erros implícitos aos ensaios experimentais (Ramakrishnan & Watson, 1991).

Salienta-se o facto do valor do parâmetro de material R , implícito nos valores obtidos para os conjuntos de atenuadores apresentados na tabela 2.13, não ser disponibilizado. Ainda assim, a informação apresentada é suficiente para fazer uma boa aproximação ao que se pretende demonstrar. Considera-se a largura de secção ($M = 2d + 2h$), semelhante à ilustrada pela figura 2.48 (a), com uma dimensão de

⁴ A síntese teórica e respetivas ilações à tabela 2.12, estabelecem uma base sólida para uma perceção geral dos parâmetros definidos ao longo do presente capítulo e como tal serão efetuadas no subcapítulo 5.) em forma de resumo e conclusão à componente teórica dos atenuadores dissipativos.

305 mm, que em conjunto com o valor do parâmetro adimensional geométrico ($d/h = 2$), induz uma espessura de material de aproximadamente 100 mm e uma largura de canal de 50 mm. Considera-se agora o valor deste último e calcula-se o fator de comprimento normalizado pela meia distância - aproximadamente 30. Por último, calcula-se a constante de atenuação normalizada por este mesmo fator, apenas para as frequências que apresentam maiores valores de atenuação (i.e. 1000 Hz e 2000 Hz) de onde se obtém $L_h \approx 1,66$ (dB/m), ou seja, aproximadamente metade do valor dessa mesma constante na curva utilizada para a aplicação do método em referência à secção analisada. Uma análise aos valores apresentados pela tabela 2.12, em conjunto aos relativos às restantes curvas apresentadas no artigo, mostra que em nenhum modelo existe um valor máximo da constante de atenuação abaixo dos 2,3 (dB/m). O mesmo exercício pode ser feito para as restantes 10 configurações ensaiadas na referida literatura (Ramakrishnan & Watson, 1991), onde se constata que o maior valor de atenuação apresentado não ultrapassa os 50 dB e o respetivo valor da constante de atenuação normalizada é de 80% (2,65 dB/m) do valor máximo previsto para a secção em estudo. Considera-se portanto, que também aqui e ainda que indiretamente, os autores adotam o conceito de “boa prática” e estabelecem o limite de 50 dB para as secções por si analisadas.

Tabela 2.13 – Conjunto de resultados obtidos no ensaio numérico a diversas secções acústicas e respetiva comparação entre o modo fundamental de propagação (a) e os modos superiores de propagação (b) (Ramakrishnan & Watson, 1991).

Silencer unit size 'M' (mm)	d/h	Silencer length (mm)	Attenuation rate (dB in octave bands)						
				2	3	4	5	6	7
305	2	1 525	^a	8	20	38	50	50	34
			^b	8	20	38	50	50	34
305	1	915	^a	1	5	14	26	17	7
			^b	1	5	14	26	17	7
408	3-2	1 525	^a	14	24	37	50	50	25
			^b	14	24	37	50	50	25
408	1-13	1 525	^a	6	13	25	30	16	8
			^b	6	13	25	30	16	5

Pretende-se em forma de conclusão, aplicar o método de previsão do desempenho acústico para uma secção de atenuadores, desenvolvido ao longo do presente subcapítulo, à secção em análise. Para isso admite-se uma única fonte sonora dentro da UTA – o ventilador - na qual se pretende atuar acusticamente sobre o espectro sonoro intrínseco à mesma. Define-se de forma aleatória um ponto de funcionamento para o ventilador (e.g. $Q_v = 4000 \text{ m}^3/\text{h}$ e $FSP = 250 \text{ Pa}$) e com recurso à informação proveniente do fabricante⁵, é facultada a amostra espectral em função do ponto de funcionamento do ventilador escolhido.

A figura 2.61 apresenta a cinzento o nível sonoro contínuo medido no lado da pressão (i.e. a jusante do ventilador) - onde está a operar a secção acústica em análise – para toda a amplitude da banda de oitava principal. Na mesma figura, estão também representadas as duas curvas de atenuação baseadas nos valores da tabela 2.11 provenientes da aplicação dos dois métodos de previsão empíricos escolhidos anteriormente.

⁵ O fabricante (Ziehl-Abbeg) fornece a amostra espectral medida em embocadura padrão em instalação do tipo A de acordo com a norma (ISO 5801, 2007).

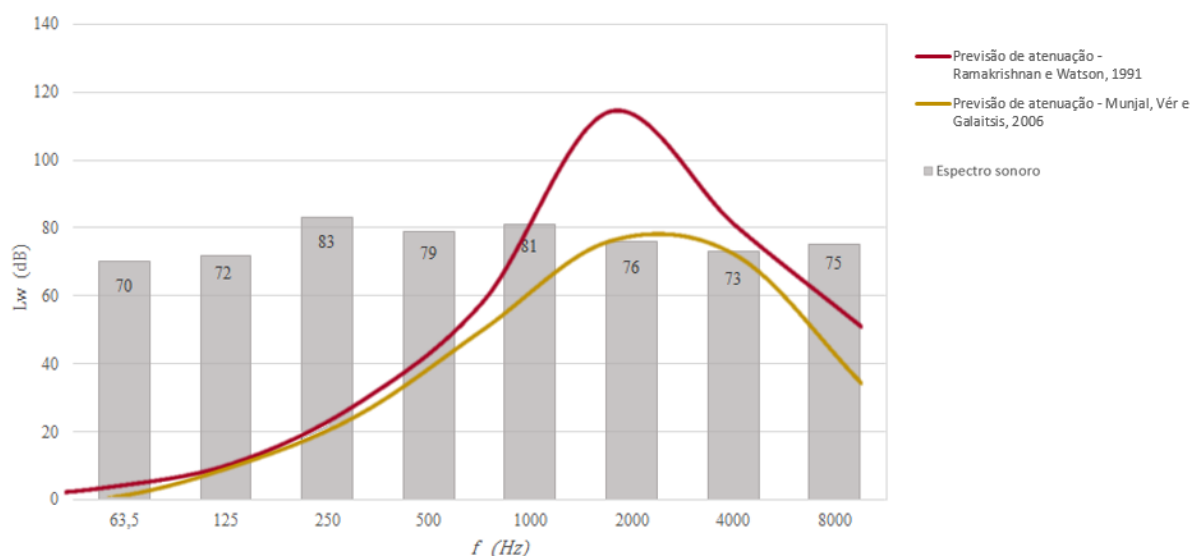


Figura 2.61 – Curvas de atenuação para cada modelo empírico e espectro sonoro incidente (dB).

Por último, com base nos valores de atenuação apresentados na tabela 2.11 e considerando no modelo desenvolvido um fator de segurança derivado do fenómeno de regeneração de ruído inerente a este tipo de processos de tratamento de ar, aplica-se também o conceito de “boa prática” e estabelece-se o valor de 50 dB como limite máximo de atenuação alcançado pela secção em estudo. Assim calcula-se o espectro sonoro final – a jusante da secção –, com e sem correção para a escala de filtro sonoro do tipo A (ver figura 2.23), resultante da aplicação de ambos os modelos de previsão desenvolvidos.

Tabela 2.14 - Níveis sonoros previstos a jusante da secção mediante a previsão de atenuação.

Frequência (Hz)	63,5		125		250		500		1000		2000		4000		8000	
Nível sonoro L_W - Montante (dB)	70		72		83		79		81		76		73		75	
Modelo Utilizado	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G	R & W	M, V & G
IL prevista (dB)	0	0	3,3	0	10,5	9,4	28,5	24,8	50	50	50	50	50	50	50	34,5
Nível sonoro L_W - Jusante (dB)	70	70	68,7	72	72,5	73,6	50,5	54,2	31	31	26	26	23	23	25	40,5
Nível sonoro $L_{W(A)}$ – Jusante (dB _A)	43,8	43,8	52,6	55,9	63,9	65	47,3	51	31	31	27,2	27,2	24	24	23,9	39,4

O nível sonoro final $L_{W(A)}$ foi calculado com base nos valores de correção enunciados na tabela 2.3. Para se obter o nível sonoro contínuo equivalente normal e com correção para o filtro do tipo A, recorre-se às equações 2.13 e 2.14. Apresenta-se em baixo o respetivo nível sonoro equivalente (dB_A) previsto em cada modelo a jusante da secção acústica, que podem ser comparados com o valor inicial medido com a respetiva correção ao filtro do tipo A, i.e. $L_{W(Aeq)} = 85 \text{ dB}_A$.

$$L_{WA_{eq(R\&W)}} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^N 10^{L_{pA_i}/10} = \mathbf{64,4} \text{ (dB}_A\text{)}$$

$$L_{WA_{eq(M,V \& G)}} = 10 \log_{10} \sum_{i=1}^N 10^{L_{pA_i}/10} = \mathbf{65,7} \text{ (dB}_A\text{)}$$

Considerando que o resultado obtido seria próximo do real registado a jusante da secção, é possível tecer um leve comentário sobre o mesmo. É um facto que o valor requerido no espaço interior, está dependente do critério de ruído por este admitido (NC - ver figura 2.24). Uma primeira análise à representação da incidência de atenuação em cada oitava da banda principal (perceptível na figura 2.61), revela que apesar de um bom desempenho na gama mais elevada de frequências, existe um défice claro para as frequências intermédias (i.e. 500 Hz e 1000 Hz) - estas também bastante sensíveis ao ouvido humano. Uma correção à secção, deveria então passar por uma atuação neste ponto, com o alargamento do pico de atenuação ou por uma ligeira translação da curva para uma gama mais intermédia, ambas as intervenções com base nos diversos parâmetros acústicos amplamente explorados durante este subcapítulo. Desta forma era expectável uma redução no valor do nível sonoro equivalente e consequente aumento de eficiência da secção acústica.

2.3 Componente Aerodinâmica

“Over the lifetime of the system, significant energy cost savings will result from having a silencer that has a particularly low pressure drop. The savings may be much more than the extra initial cost of the lower pressure drop model.” (Ver & Beranek, 2006, p. 694)

O presente subcapítulo segue o delineamento pré-estabelecido inicial, pela fase de planeamento da metodologia e abordagem consideradas para o caso de estudo. Ainda que, como enunciado, a análise à componente aerodinâmica intrínseca aos atenuadores dissipativos, fosse caracterizada através de métodos numéricos e experimentais, é imprescindível elaborar-se um pequeno enquadramento teórico da componente, bem como dos conceitos gerais que a definem. Esclarece-se que o conceito de aerodinâmica associada ao septo acústico, é definido pela capacidade do mesmo em interagir com o fluido que o percorre, isto é, o valor da resistência imposta ao escoamento - através da perda de carga medida - traduz-se no desempenho energético alcançado pelo conjunto e respetiva secção onde este opera. O estudo da aerodinâmica nos atenuadores, objetiva a minimização da perda de carga intrínseca sem prejudicar a sua eficiência acústica.

2.3.1 Perda de carga em atenuadores dissipativos

A quantificação da variável – perda de carga – é feita com o auxílio das três formas de pressão utilizadas e amplamente caracterizadas em mecânica dos fluidos para definir escoamentos internos em condutas. A pressão total (p_t), pressão estática (p_e) e pressão dinâmica (p_d), aqui definidas em unidades S.I. (Pa).

$$\begin{cases} p_e = \rho gh \\ p_d = \frac{1}{2} \rho v^2 \end{cases} \Rightarrow p_t = p_e + p_d \quad (Pa) \quad (2.100)$$

O conceito de perda de carga, ou queda de pressão total (Δp_t), para um conjunto de atenuadores dissipativos é dominada por dois fatores principais, (1) a variação abrupta da área de secção (contração–expansão), associada ao parâmetro adimensional geométrico A_L (ver subcapítulo 2.2.4), aliadas a pontos de descontinuidade no domínio na esteira do atenuador - onde existe separação do escoamento e formação de fenómenos turbulentos – definem as perdas dinâmicas do sistema (Ingard, 2010) e (2) as perdas por fricção ao longo do atenuador, são induzidas maioritariamente pela viscosidade do fluido e o seu valor varia em função da rugosidade inerente do material fibroso. Fenómenos turbulentos e mudanças na direção do escoamento, também contribuem para o seu incremento. Enuncia-se a equação 2.101 para caracterizar a queda de pressão total para um atenuador dissipativo (Vér & Beranek, 2006).



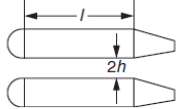


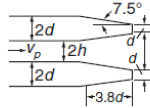
$$\Delta p_t = \frac{1}{2} \rho v_c^2 [\zeta_{Entrada} + \zeta_l + \zeta_{Saída}] \quad (2.101)$$

Onde ζ é o coeficiente de perda de carga, v_c a velocidade do escoamento no canal de passagem e ρ a densidade do fluido. À semelhança da componente acústica – perda por inserção total (ver Eq. 2.94), também aqui a perda de carga pode ser decomposta em três partes. Duas estão relacionadas com a geometria do perfil de entrada e de saída do atenuador e a terceira está relacionada com as características superficiais do material fibroso e da magnitude da velocidade entre os canais de passagem. As perdas dinâmicas podem então ser definidas em separado, através da equação 2.102.

$$\Delta p_{t1} = \frac{1}{2} \rho v_c^2 \cdot (\zeta_{Entrada} + \zeta_{Saída}) \quad (1) \quad (2.102)$$

Os coeficientes de perda de carga $\zeta_{Entrada}$ e $\zeta_{Saída}$, podem ser aproximados através das fórmulas enunciadas na tabela 2.15, para algumas das geometrias mais comuns admitidas aos perfis dos atenuadores dissipativos. Ainda que subentendido, a regeneração de ruído e o coeficiente de perda de carga dinâmico são facilmente relacionáveis, pelo que a opção por perfis mais favoráveis ao contorno do atenuador pelo escoamento, induz uma diminuição nos níveis medidos de regeneração de ruído e consequente aumento da eficiência acústica implícita. Caso se pretenda aprofundar o conhecimento para outras geometrias e prever os respetivos coeficientes de perda de carga, sugere-se a seguinte literatura (Idel'chik, 1960).

Tabela 2.15 – Coeficientes de perda de carga, em relação à geometria dos perfis de entrada e saída em atenuadores dissipativos (Vér & Beranek, 2006).

Geometry	Loss Coefficient
Square-edge nose 	$K_{ENT} = \frac{0.5}{1 + h/d}$
Rounded nose 	$K_{ENT} \simeq \frac{0.05}{1 + h/d}$
Typical perforated metal facing 	$K_F \simeq 0.0125$ $\ell = \text{baffle length, tail and nose not included}$
Square tail 	$K_{EX} = \left(\frac{1}{1 + h/d} \right)^2$
Rounded tail 	$K_{EX} = 0.7 \left(\frac{1}{1 + h/d} \right)^2$
Faired tail, 7.5° 	$K_{EX} = 0.6 \left(\frac{1}{1 + h/d} \right)^2$

Como referido, as perdas por fricção (2), ocorrem entre os canais dos atenuadores devido à interação do escoamento com o material fibroso. Assim o coeficiente de perda de carga ζ_l , está associado ao fator de fricção do material (f_r), ao diâmetro hidráulico e ao comprimento do atenuador. A queda de pressão total no componente devido à fricção é definida em separado pela equação 2.103.

$$\Delta p_{t2} = \zeta_l \cdot \left(\frac{1}{2} \rho v_c^2 \right) \quad (2) \quad (2.103)$$

Para secções não circulares, o coeficiente de perda de carga por fricção, tem de ser definido em função do seu diâmetro hidráulico ($D_h = 4A/P$). Assim este é definido através da equação 2.104.

$$\zeta_l = \frac{f_r \cdot l}{D_H} = \frac{f_r}{4} \cdot \left(\frac{P}{A} \right) \cdot l \quad (2.104)$$

Onde f_r é o parâmetro adimensional denominado fator de fricção, ε a rugosidade média de superfície e as restantes variáveis de carácter geométrico são respetivas à configuração dos atenuadores - devidamente caracterizadas no subcapítulo anterior (ver figura 2.37 e equações 2.98 e 2.99). O fator de fricção pode ser obtido – mediante consulta do diagrama de Moody - através do cálculo da rugosidade relativa (ε / D_h) e do número de Reynolds para secções não circulares (ver Eq. 2.105).

$$Re_{D_H} = \frac{v_c \cdot D_H}{\nu} \quad f_r = f_r \left(Re_{D_H}; \frac{\varepsilon}{D_H} \right) \quad (2.105 \text{ a, b})$$

Bies e Hansen apresentam uma fórmula para o cálculo do f_r , em alternativa à consulta do diagrama de Moody (Bies & Hansen, 2009, p. 473):

$$\begin{cases} f_r = f_r' & , f_r' \geq 0,018 \\ f_r = 0,85f_r' + 0,0028 & , f_r' < 0,018 \end{cases} \Rightarrow f_r' = 0,11 \left(\frac{\varepsilon \cdot P}{4A} + \frac{68}{Re} \right)^{1/4} \quad (2.106)$$

Note-se que também aqui, o fator geométrico $P/A \cdot l$ - presente na equação 2.105 que caracteriza o coeficiente de perda de carga por fricção - define a constante de proporcionalidade da variável. Para se demonstrar parte do acoplamento entre a componente acústica e a aerodinâmica, recorre-se à simplificação estabelecida pela equação 2.96, em função da relação, $W \gg h$ (ver dimensões na figura 2.37), reescreve-se o fator geométrico em função do espaçamento entre atenuadores h e obtém-se a relação - l/h . O compromisso entre elementos fica assim subentendido pelo cálculo do ponto de equilíbrio l/h , já referido anteriormente, onde uma diminuição deste fator diminuirá a magnitude da variável v_c e beneficiará o valor da eficiência energética da secção. Em oposição, prejudicará a eficiência acústica devido à redução da área de material absorvor – implícita na diminuição do valor da espessura do atenuador – e também devido à redução de amplitude da relação acústica para as altas frequências $\lambda < 2h$.

Nesse sentido e com base no conteúdo teórico desenvolvido durante o Subcapítulo (2.2.2), a otimização da componente acústica deve em primeira instância optar pela seleção do material em função das suas propriedades e parâmetros acústicos (e.g. impedância acústica) e só depois recorrer ao fator geométrico da secção, para colmatar a lacuna necessária no cumprimento das condições requeridas no espaço interior.

2.3.2 Escoamento turbulento

A síntese sugerida, objetiva a introdução da análise dimensional na caracterização da estrutura da camada limite turbulenta, amplamente utilizada em simulação numérica para descrever o fenómeno turbulento na superfície sólida. O conceito de camada limite e respetiva caracterização do fenómeno, estão bem presentes em toda a teoria da Mecânica dos Fluidos. O número de Reynolds é o parâmetro adimensional que caracteriza a camada limite em função da relação entre as forças inerciais e viscosas implícitas num escoamento (ver Eq. 2.107). O seu regime pode ser caracterizado de uma forma geral em: laminar ($100 < Re < 10^3$); transitório ($10^3 < Re < 10^4$); turbulento ($Re > 10^4$); (Douglas, Gasiorek, Swaffield, & Jack, 2005; White, 1994).

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.107)$$

Um escoamento turbulento (com elevado número de Reynolds) é definido por regiões de desordem, com formação de vórtices pontuais ou contínuos de caráter aleatório (em inglês *eddies*) ao longo do seu desenvolvimento durante o domínio. Este fator de desordem associado, aumenta a eficiência ou a magnitude de fenómenos de interação sólido-fluido, e.g. permuta de calor em bateria de arrefecimento. A imprevisibilidade que caracteriza um escoamento turbulento, origina a ocorrência de pequenas flutuações nos valores das propriedades do fluido com dependência espacial e temporal de caráter aleatório, matematicamente complexas de resolver. Para isso adota-se um conceito de parâmetro médio

e outro de flutuação para definir o comportamento de uma variável num escoamento turbulento. A equação 2.108 define um campo de velocidades u em regime turbulento para um determinado referencial, com base no seu valor médio \bar{u} e outro de flutuação u' .

$$u = \bar{u} + u' \quad (2.108)$$

Definem-se em seguida os seus valores médios para uma posição fixa, integrando para um intervalo de tempo suficientemente longo, de maneira a que os mesmos possam ser considerados independentes da variável temporal, ou seja, que o valor da sua média não é afetada pela flutuação da variável.

$$\bar{u}' = \frac{1}{t} \int_0^t u \cdot dt = 0 \quad (2.109)$$

Quando este conceito é aplicado à equação governativa da conservação da quantidade de movimento (Eq. 2.15), surge um termo adicional que representa a influência da interação entre os efeitos de turbulência – vórtices - no escoamento médio, leia-se difusão turbulenta. Este termo adicional, influente na região de escoamento livre (completamente turbulenta), é conhecido como o *tensor de Reynolds*. O desenvolvimento referido pode ser consultado nas seguintes referências (Versteeg & Malalasekera, 1995; White, 1994). Para o caso de estudo, o tensor de interesse é enunciado pela eq. 2.110, pois o mesmo apresenta a maior influência sobre a normal à superfície onde se desenvolve a camada limite e como tal, influencia diretamente a respetiva caracterização do seu perfil de velocidades.

$$\tau_{Turb} = -\rho \overline{u'v'} \quad (2.110)$$

Mais perto da interface – baixo valor de Reynolds - as forças inerciais diminuem e a camada limite é fortemente influenciada pelas forças viscosas. Para um fluido Newtoniano (e.g. ar), surge uma força – tensão de corte - contrária à direcção do escoamento, proporcional à viscosidade do mesmo, que define o perfil de velocidades desde a interface até à zona de transição.

$$\tau_{Lam} = \mu \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \quad (2.111)$$

A tensão de corte turbulenta para um escoamento interno pode ser considerada uma soma das duas componentes enunciadas anteriormente. A componente laminar é predominante no domínio viscoso junto à interface – *sublayer* na figura 2.63 – enquanto que a componente turbulenta é predominante no domínio inercial, onde a camada limite é completamente turbulenta – *log layer* na figura 2.63. Desta maneira, a tensão de corte turbulenta da camada limite, pode ser definida com base na simplificação da equação da conservação do momento linear (Eq. 2.15), para um referencial cartesiano bidimensional e caracterizada pela seguinte equação.

$$\tau = \tau_{Lam} + \tau_{Turb} = \mu \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} - \rho \overline{u'v'} \quad (2.112)$$

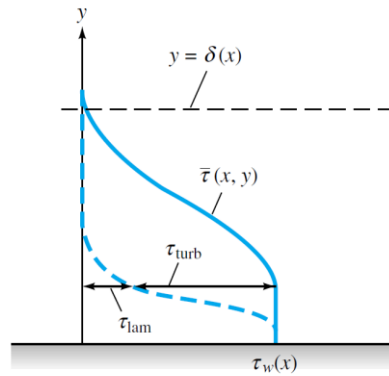


Figura 2.62 – Perfil da tensão de corte junto à superfície para um escoamento turbulento (adaptado de White, 1994).

2.3.2.1 Análise dimensional de parede

Para a análise da componente aerodinâmica, é relevante que o fenômeno inerente à camada limite desenvolvida nos diversos pontos de interesse do domínio, seja bem resolvido pelo modelo numérico. Como tal, é preciso compreender como o mesmo a interpreta e de que forma o utilizador através dos resultados obtidos garante o valor científico da aproximação apresentada. O desenvolvimento apresentado em seguida, é feito com base na seguinte literatura - Versteeg & Malalasekera, 1995, pp. 53-64; White, 1994, pp. 325-337 -, qualquer outra fonte será convenientemente referenciada.

Começa-se pela caracterização da camada limite, onde a sua estrutura é composta por diversas camadas, como ilustra a figura 2.63. Da superfície para a região livre tem-se a sub-camada laminar, região sob influência predominante das forças viscosas do fluido, a camada de transição onde o conjunto das forças viscosas e inerciais têm ambas influência no seu desenvolvimento, a zona completamente turbulenta (ou zona de perfil logarítmico) dominada pelas forças inerciais e zona exterior onde se dá a mistura entre os vórtices e o escoamento não turbulento.

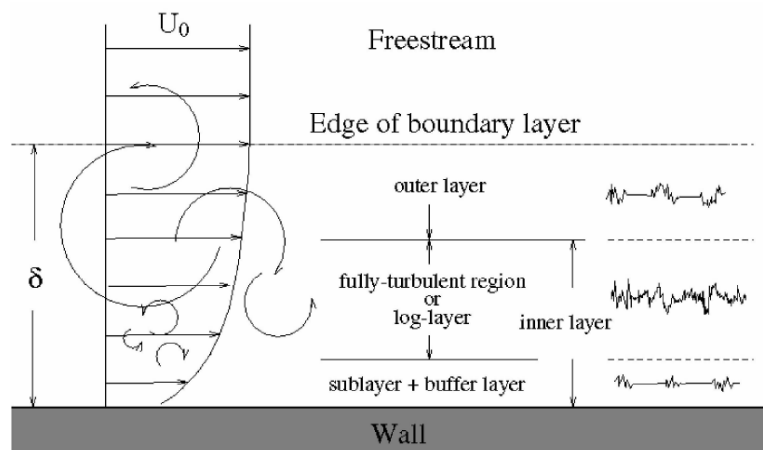


Figura 2.63 – Estrutura da camada limite turbulenta (Bakker, A. 2002).

Em seguida define-se a *lei de parede* para introduzir a primeira relação entre os dois parâmetros adimensionais de interesse u^+ e y^+ . Esta aplica-se em regiões próximas da superfície, leia-se parede, onde a propriedade viscosa inerente ao fluido tem uma influência considerável no valor absoluto do perfil de velocidade U . Nesta zona e devido à reduzida espessura (δ) da camada limite, é possível

assumir-se que o valor do tensor laminar τ_{Lam} derivado das forças viscosas (Eq. 2.111) é aproximadamente constante e pode ser definida pela força tangencial na superfície, exercida contrariamente à direcção do escoamento - tensão de corte na parede τ_w .

$$u^+ = \frac{U}{u_{fr}} \quad , \quad u_{fr} = \left(\frac{\tau_w}{\rho} \right)^{1/2} \quad (2.113 \text{ a, b})$$

Sabe-se que o perfil de velocidade absoluta (U) junto à parede - *sublayer* - é independente da espessura da camada limite δ (Prandtl, 1930), mas fortemente dependente do conjunto das propriedades do fluido, bem como da distância à superfície de referência, e como tal pode ser escrito em função das seguintes variáveis.

$$U_{sublayer} = f(\rho, \mu, \tau_w, y) \quad (2.114)$$

É possível estabelecer a primeira relação implícita na *lei de parede*. O parâmetro adimensional de distância y^+ , será o de interesse, no pós-processamento de resultados obtidos durante a fase de construção da malha computacional. Para a região laminar, onde se aplica a *lei de parede* o parâmetro deve situar-se abaixo do limite específico, i.e. $y^+ < 5$ (Versteeg & Malalasekera, 1995).

$$u^+ = \frac{U}{u_{fr}} = f\left(\frac{\rho u_{fr} y}{\mu}\right) = f(y^+) \quad , \quad y^+ = \frac{\sqrt{\rho \tau_w} \cdot y}{\mu} \quad (2.115 \text{ a, b})$$

Em analogia à lei anterior, também para regiões mais afastadas da superfície – *outer layer* na figura 2.64 - onde as forças viscosas perdem influência sobre o perfil de velocidades, é possível estabelecer-se uma lei que define o seu comportamento. A *lei da diferença de velocidade* adiciona ao conjunto de variáveis, a espessura da camada limite δ , desprezando os efeitos da viscosidade dinâmica do fluido.

$$U_{outer \text{ layer}} = g(\rho, \delta, \tau_w, y) \quad (2.116)$$

Em semelhança à equação 2.115 (a), utiliza-se a relação implícita na equação 2.113 (a) e reescreve-se para as considerações feitas pela *lei da diferença de velocidade*.

$$u^+ = \frac{U_{m\acute{a}x.} - U}{u_{fr}} = g\left(\frac{y}{\delta}\right) \quad (2.117)$$

Esta é aplicável somente na camada mais distante da superfície – sob influência absoluta das forças inerciais – onde o valor da velocidade varia logaritmicamente com distância à superfície. A evolução do respetivo perfil está definido pela equação 2.118, onde K é o coeficiente de Von Kármán e A uma constante empírica.

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln\left(\frac{y}{\delta}\right) + A \quad (2.118)$$

Foi demonstrado por C.B. Millikan (1937) que a relação entre a velocidade e a distância à superfície na camada intermédia entre as já definidas até então, pode ser definida por um perfil logarítmico em conjunto com a consideração de algumas constantes empíricas (K, B). A equação 2.119 define a relação existente entre as variáveis na camada logarítmica ou turbulenta ($30 < y^+ < 500$) e enuncia assim a *lei logarítmica*.

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln y^+ + B \quad (2.119)$$

A figura 2.64 representa a análise dimensional à camada limite enunciada nos últimos parágrafos.

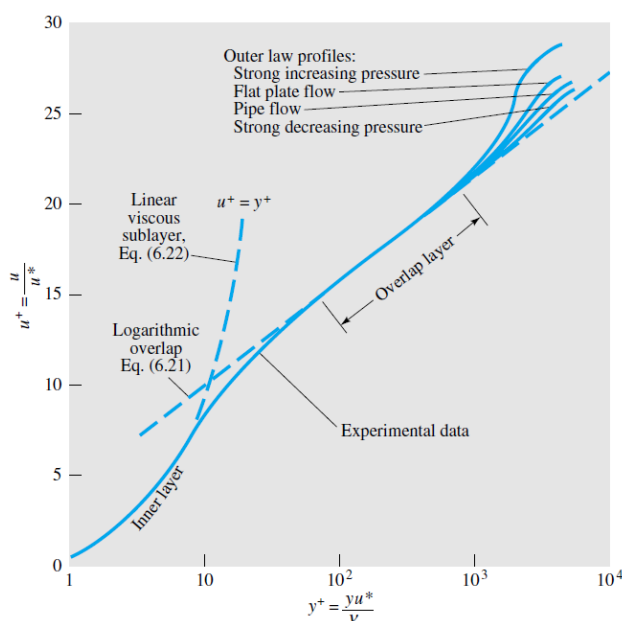


Figura 2.64 – Validação experimental do modelo dimensional teórico desenvolvido para a caracterização estrutural da camada limite (White, 1994).

2.3.2.2 Difusor

O conceito de difusor está implícito numa das geometrias propostas – semelhante à última ilustrada pela tabela 2.15 – a adotar para uma das configurações de atenuadores. Uma das zonas críticas em secções de atenuadores acústicos do tipo dissipativo, é situada imediatamente a jusante da mesma, especificamente na zona de expansão brusca da área transversal de secção e que origina a ocorrência de fenómenos de turbulência contínuos (zona *B* na fig. 2.65). Estes contribuem não só para o aumento do valor do coeficiente de perda de carga dinâmico no bordo de fuga do atenuador, como também no aumento de intensidade do fenómeno de regeneração de ruído – fator limitador do desempenho acústico dos atenuadores. É portanto relevante numa primeira fase, a compreensão e caracterização do fenómeno turbulento, para que posteriormente se possa atuar sobre o mesmo com o objetivo de reduzir a sua intensidade.

Sustentado pela componente acústica desenvolvida, é possível afirmar que uma redução na espessura do atenuador na sua extremidade final (com comprimento por definir), decorrente do acoplamento de um perfil do tipo difusor no seu bordo de fuga, ainda que possa diminuir ligeiramente a eficiência de atenuação nas altas frequências da banda de oitava principal, a mesma possa ser compensada, pela também diminuição da intensidade do espectro sonoro inerente à regeneração de ruído medido. A figura 2.65 faz uma analogia ao caso referido e sugere a seguinte interpretação para compreensão do fenómeno de turbulência inerente a uma expansão brusca de área de secção transversal. A primeira zona (*A*) representa o canal de passagem entre atenuadores e respetiva velocidade (u_1), a segunda zona (*B*) - a esteira do atenuador – é onde o fenómeno turbulento se desenvolve e por último (*C*) a secção a montante do conjunto com a respetiva velocidade do escoamento $u_2 (< u_1)$.

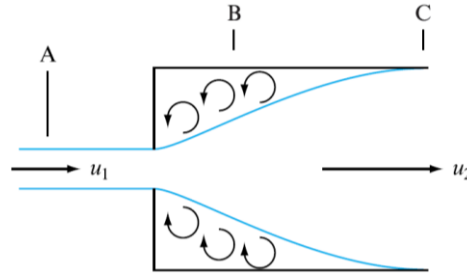


Figura 2.65 - Analogia ao fenômeno turbulento gerado à saída de um canal entre atenuadores (Douglas et al., 2005).

O objetivo de introdução do conceito geométrico referido, tem que ver com o modo em como é feita a transformação de energia cinética, implícita na pressão dinâmica do escoamento, em energia potencial - definida pela Eq. de *Bernoulli* para fluido incompressível - para um qualquer ponto medido ao longo da mesma cota da linha de corrente, desprezando as perdas por fricção. A recuperação de pressão, pode ser determinada por um fator (C_p) que faz o balanço energético entre a entrada (1) e saída (2) do difusor.

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{p_{01} - p_1} \quad (2.120)$$

A variável de pressão p_{01} representa a pressão de estagnação ideal na secção de entrada do difusor, i.e. $v = 0$. De uma forma mais conveniente e através de Eq. de *Bernoulli* o mesmo coeficiente pode ser determinado em função da relação de áreas (AR) de saída (A_2) e de entrada (A_1), ainda que a precisão do mesmo seja pouco eficiente como demonstrado experimentalmente (Douglas et al., 2005; White, 1994).

$$C_{p_{ideal}} = 1 - (AR)^{-2} \quad (2.121)$$

Isto acontece porque a um difusor, estão inevitavelmente implícitas algumas perdas, que nas relações acima apresentadas são notoriamente desprezadas. As mesmas derivam essencialmente de dois fatores, (1) as perdas por fricção ao longo da superfície – que no caso do atenuador é incrementada pelo valor elevado de rugosidade absoluta intrínseca à lã de rocha – e (2) do fenómeno de separação da camada limite, consequente da ação de um gradiente de pressão desfavorável ao escoamento, influenciado diretamente pelo ângulo do difusor. Este fenómeno acontece na interface sólido – fluido, onde a acção das forças viscosas, do fator de atrito e do gradiente de pressão positivo a jusante, em conjunto com um ângulo incorreto do difusor, contribuem como um todo para o aparecimento do fenómeno turbulento.

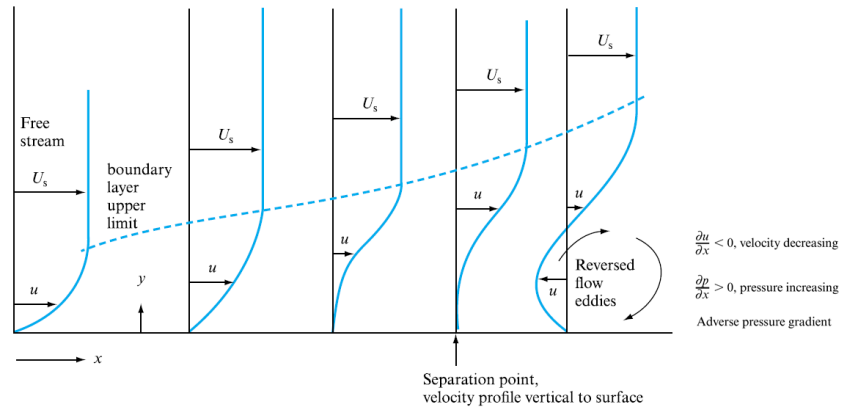


Figura 2.66 – Perfil de velocidades na camada limite com um gradiente de pressão desfavorável (adaptado de Douglas et al., 2005).

A figura 2.66 representa o fenómeno de separação da camada limite, salienta-se na mesma três pontos importantes: (1) o aumento da espessura da camada limite (linha a tracejado), o ponto de separação – onde as forças a montante igualam a sua componente a jusante – e por último, o refluxo em sentido oposto ao do escoamento e respetiva perturbação do mesmo (implícito no aumento de espessura da camada limite).

O alargamento progressivo do canal entre atenuadores, pretende recriar o conceito de difusor na extremidade final dos mesmos, para assim conseguir uma diminuição progressiva no valor da velocidade medida entre os canais, através de determinada relação de área – implícita no valor do ângulo e do comprimento escolhidos – para que o desempenho seja máximo dentro das condicionantes da secção (ver Fig. 2.67 a). De forma a preservar-se a estabilidade da zona de recuperação, evitando formação de um gradiente de pressão desfavorável e consequente formação de fenómenos turbulentos (ver Fig. 2.67 b), é importante determinar corretamente a relação de áreas durante a fase de dimensionamento. São sugeridos por algumas referências, valores a adotar para o ângulo do difusor, compreendidos entre 5° e 8° (Douglas et al., 2005; Vér & Beranek, 2006).

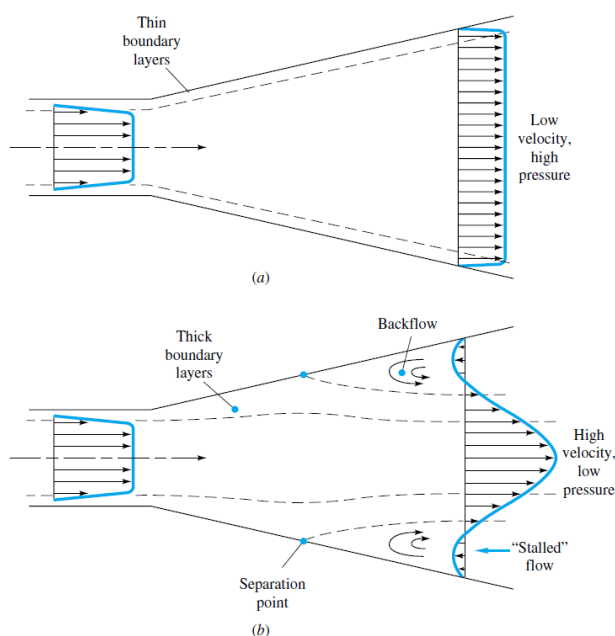


Figura 2.67 – Comparação entre diferentes desempenhos de difusores: ideal (a) e real (b) (White, 1994, p. 383).

2.3.3 Ventilador centrífugo

A última fase do ensaio numérico, objetiva a modelação de um modelo rotacional para compreensão da evolução do perfil de velocidades a jusante do ventilador. Como tal, é relevante sintetizar de forma ligeira a engenharia implícita a um ventilador, em específico para o modelo adotado tanto no ensaio numérico como no experimental, i.e. ventilador centrífugo de pás de perfil aerofólio curvadas para trás (ver Fig. 2.68). Este tipo de ventiladores, são os indicados pela norma (EN 13053, 2001) para este tipo de processos, considerando o seu desempenho aerodinâmico associado a baixos consumos energéticos e a emissões sonoras reduzidas. Estes últimos dois parâmetros estão correlacionados e por norma o ponto de eficiência máximo é também o ponto de melhor desempenho acústico, leia-se emissão sonora de menor intensidade.

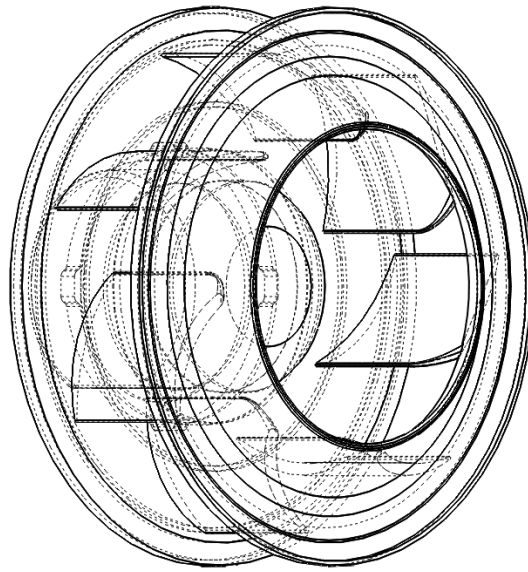


Figura 2.68 – Ventilador radial de pás curvadas para trás utilizado no ensaio numérico e experimental.

Para caracterizar o fenómeno implícito aos ventiladores, é usual considerar-se um referencial de coordenadas cilíndricas. Nos ventiladores centrífugos a admissão ao escoamento é feita axialmente ao olho do ventilador (i.e. eixo de rotação), depois da interação com o rotor (zona compreendida entre o disco traseiro e frontal), o escoamento sai com velocidade radial e tangencial devido à rotação das pás. Isto acontece, pois cada ponto da pá, tem uma velocidade angular (ω) associada ao movimento de rotação, que em interação com a velocidade do caudal (velocidade absoluta, v), cria um vetor de velocidade de saída com as duas componentes referidas.

Para se compreender melhor a relação de velocidades inerentes à interação entre o rotor e o escoamento, é necessário considerar o triângulo de velocidades ilustrado na figura 2.69, onde está implícita a teoria da análise unidimensional. Esta carrega consigo duas considerações que é conveniente enunciar. A primeira (1) tem que ver com o número de pás associado ao modelo, onde se assume que este é suficientemente elevado para que se possa considerar que a variação de velocidades entre a passagem das pás pode ser aproximada a zero, desta forma a saída do escoamento é perfeitamente simétrica em relação ao eixo de rotação, ou seja o perfil de saída considera-se axissimétrico em relação ao seu eixo. A segunda consideração (2) tem que ver com a variação da velocidade ao longo do rotor onde ocorre o fenómeno de transferência energética, aqui a sua componente axial é também considerada aproximadamente nula (Douglas et al., 2005). Assim, a velocidade é apenas variável em função do valor do raio (r) do ventilador.

$$\frac{\partial v}{\partial \theta} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial v}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

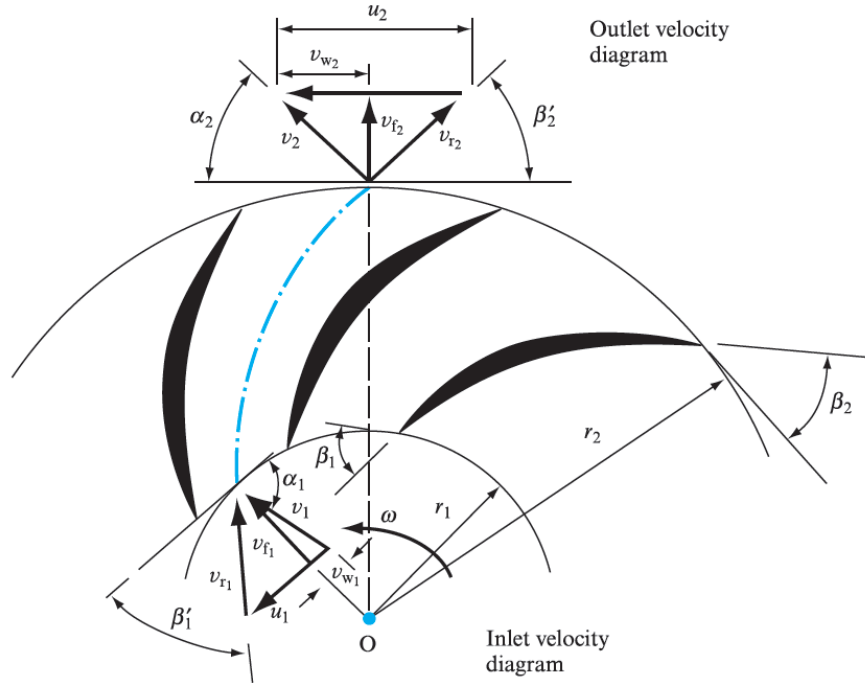


Figura 2.69 – Triângulo de velocidades de um ventilador centrífugo de pás de perfil aerofólio curvadas para trás (Douglas et al., 2005).

Com recurso à análise referida, é agora possível estudar o fenómeno intrínseco à rotação do ventilador, apenas com base nas diferenças de condições de entrada e de saída (1 e 2) implícitas nos respectivos triângulos de velocidade. O foco de interesse, é a compreensão da variação no desempenho energético – transferência de energia entre o rotor e o fluido – em função do escoamento. Para tal, é necessário enunciar a equação de Euler para as turbomáquinas, especificamente para os ventiladores. Começa-se por enunciar a equação da quantidade do movimento angular (L).

$$L = r \cdot (m \cdot v_w) \quad (2.122)$$

Onde a massa (m), pode ser derivada em relação ao tempo, para se obter uma relação em função do caudal. Obtendo-se assim o momento (M) criado pelo deslocamento da massa entre as pás do rotor.

$$M = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot (r \cdot v_w) \quad (2.123)$$

A componente tangencial (v_w) da velocidade absoluta (v) pode ser decomposta para a sua componente de entrada e de saída para facilitar a compreensão do fenómeno. Como tal reescreve-se a equação 2.123.

$$M = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot (v_{w2}r_2 - v_{w1}r_1) \quad (2.124)$$

É possível relacionar o momento em função da velocidade angular (ω) respetiva do ventilador. Essa relação não é mais que a potência (P), trabalho realizado pelo ventilador por uma unidade de tempo.

$$P = M \cdot \omega = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot \omega \cdot (v_{w2}r_2 - v_{w1}r_1) \quad (2.125)$$

Com auxílio do triângulo de velocidades, compreende-se que a velocidade angular e o respetivo raio, podem ser reescritas em forma de velocidade tangencial do rotor e da pá (u_1 e u_2).

$$P = \frac{\partial m}{\partial t} \cdot (v_{w2}u_2 - v_{w1}u_1) \quad (2.126)$$

Subentenda-se da equação 2.126 que a potência é a energia transferida pelo ventilador para o fluido, através da interação entre este e as pás do ventilador. Porém a Equação de Euler para as turbomáquinas admite outra forma de medida que é a de transferência de energia por unidade de massa, também conhecida como energia específica (Cory, 2005; Douglas et al., 2005).

$$E = \frac{1}{g} \cdot (v_{w2}u_2 - v_{w1}u_1) \quad (2.127)$$

Por último recorre-se ao diagrama de velocidades ilustrado na figura 2.69 e reescreve-se através da regras dos cossenos, as velocidades implícitas na equação 2.127 sob a forma de velocidade absolutas (v e u) e da velocidade relativa (v_r), esta última componente define o caudal.

$$E = \left[\frac{(v_2^2 - v_1^2)}{2g} + \frac{(u_2^2 - u_1^2)}{2g} + \frac{(v_{r1}^2 - v_{r2}^2)}{2g} \right] \quad (2.128)$$

O último termo, faz o balanço das velocidades relativas e define a energia potencial transferida para o fluido. Desta forma, fica demonstrada a real importância do triângulo de velocidades na compreensão do fenómeno de transferência energética do ventilador para o fluido. É assim possível obter a eficiência energética do processo, correlacionando o ponto de funcionamento, leia-se velocidade de rotação, com a quantidade de energia transferida para o fluido através da interação deste com o rotor. A variação da velocidade tangencial (u) implícita na velocidade de rotação (ω), varia o caudal processado pelo rotor, este por sua vez irá variar o seu ângulo de incidência (β_l'), cuja relação com o ângulo de incidência da pá (β_l) irá definir as perdas inerentes – minimizadas para uma igualdade entre ambos os valores.

3. Modelo Experimental

É consensual que o método experimental continua a ser, apesar de factualmente dispendioso, uma ferramenta de validação com grande potencial em qualquer tipo de tecnologia ou processo inovador. No entanto, nem sempre é possível a sua aplicação pelas mais diversas contrariedades – sejam estas de carácter económico ou funcional - o que eleva a importância do desenvolvimento de alternativas complementares na previsão de resultados e respetivos desempenhos do objeto de estudo. Com isto introduz-se um dos objetivos inicialmente propostos pela presente dissertação, o de recorrer a um modelo experimental – secção acústica numa UTA - de forma a criar uma base de suporte para o desenvolvimento, comparação e afinação de um modelo numérico capaz de prever com precisão o comportamento do modelo real. Criando desta forma um ponto de equilíbrio entre ambos e favorecendo assim, uma metodologia viável e eficaz em processos de otimização.

O presente capítulo dedica-se ao desenvolvimento do método experimental adotado em duas diferentes fases. Numa primeira, através do ensaio do modelo real construiu-se uma base sólida de suporte ao modelo numérico relativamente à secção acústica, respetivos atenuadores e também se validaram as condições reais de ensaio previstas teoricamente pelo *software* de cálculo e seleção (SAHS) para a UTA utilizada. Em segunda instância recorreu-se ao método experimental como ferramenta de validação das geometrias aerodinâmicas sugeridas para os atenuadores acústicos, e procedeu-se à respetiva comparação entre os resultados aqui obtidos com os previstos pelo modelo numérico. A validação experimental descrita durante o desenvolvimento do capítulo, é sustentada pelo recurso à norma específica (ISO 7235, 2009), todavia com ligeiras restrições - convenientemente documentadas ao longo do capítulo - devido à inviabilidade das mesmas, considerando as condições experimentais utilizadas.

3.1 Unidade de ensaio

Uma UTA dividida em dois diferentes módulos, foi disponibilizada pela Sandometal para ser utilizada na realização do ensaio experimental. O primeiro módulo – representado a vermelho na figura 3.1 – é composto por uma série de componentes comuns utilizados em processos de tratamento de ar, e para facilitar a sua caracterização será separado em duas partes, em que a primeira engloba as diversas secções a montante do ventilador (zona de aspiração) e a segunda relativa à secção deste componente. O segundo módulo, distanciado por um troço reto de conduta de perfil retangular, localiza-se a jusante da secção do ventilador (zona de insuflação) e é composto apenas pela secção acústica onde serão instaladas as diversas configurações de atenuadores (a cada configuração corresponde uma geometria aerodinâmica diferente) - representado a preto na figura 3.1. Seguidamente pela ordem descrita, serão caracterizadas todas as secções do modelo experimental, bem como os respetivos processos de validação das mesmas. Repare-se que os componentes apresentados em seguida já foram convenientemente caracterizados - processo e funcionalidade - de uma forma genérica, durante o desenvolvimento do subcapítulo 2.2.1 e como tal, será apenas apresentado quando necessário, o seu valor de perda de carga em função do respetivo caudal., bem como a sua localização no modelo experimental.

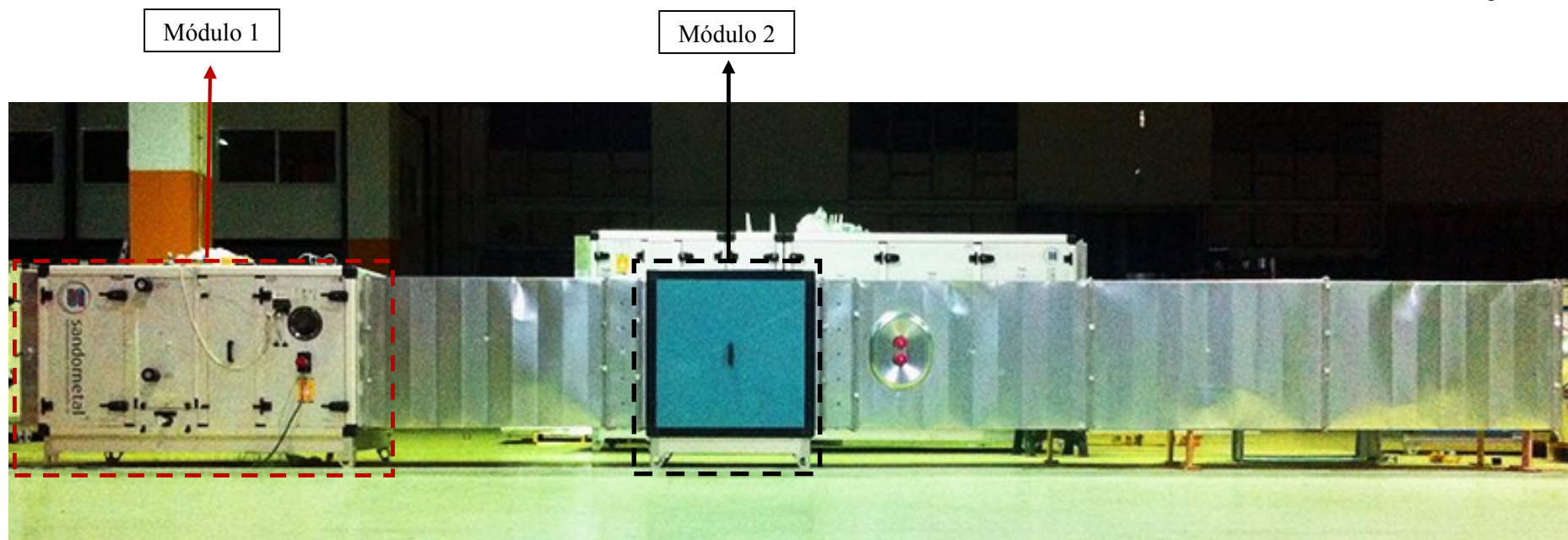


Figura 3.1 – Modelo real utilizado em todo o ensaio experimental.

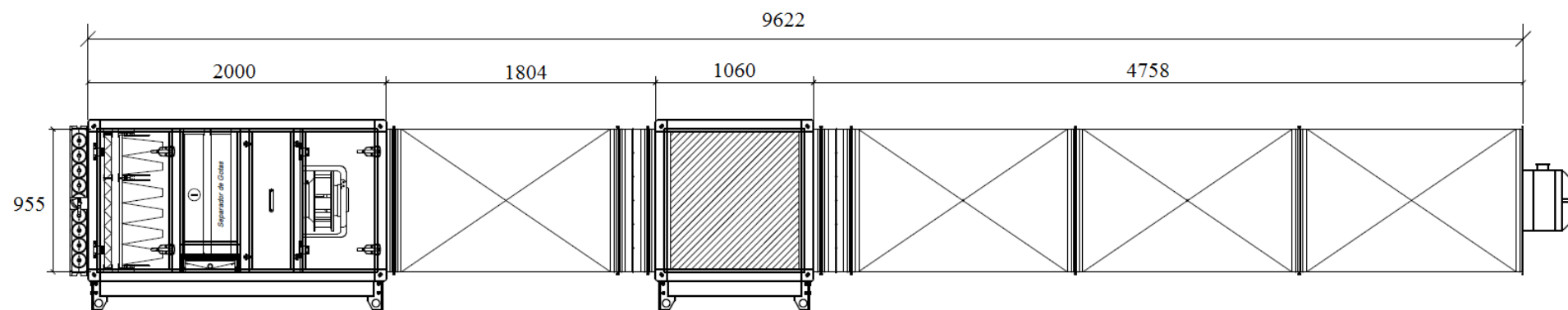


Figura 3.2 – Representação esquemática do modelo experimental com as respectivas cotas de interesse (adaptado do SAHS).

Como forma de se adotar o conceito de boas práticas sugerido em literatura relativa a sistemas AVAC (AMCA, 2007; ASHRAE, 2008), foi instalado - como referido - um troço de conduta de perfil retangular entre a secção do ventilador e a secção acústica. Esta ligação com aproximadamente 2m de comprimento – ou dois diâmetros equivalentes de secção - pretende impôr uma distância entre ambas as secções para a redução da turbulência gerada e respetiva uniformização do perfil de velocidades implícito ao escoamento aqui desenvolvido. Note-se que esta prática, serve apenas para diminuir o erro de leitura inerente ao valor medido a montante da secção e que a consideração de um escoamento completamente uniforme seria apenas possível para uma distância entre a secção e o ventilador, não inferior a cinco diâmetros equivalentes. A jusante da secção acústica - com o mesmo objetivo descrito para a ligação a montante - estão igualmente instalados três troços de conduta com um comprimento total aproximado de cinco diâmetros equivalentes, i.e. 5,215m.

- Registo de Admissão e de Insuflação

O registo de admissão faz parte da secção a montante do ventilador, no entanto devido à sua funcionalidade é caracterizado juntamente com o de insuflação. O primeiro é composto por diversas lâminas de perfil retangular com sentido de rotação alternado (ver esquema na figura 2.4) e no qual foi definido um ângulo de abertura fixo, de forma a que o valor de perda de carga implícito se ajustasse para todos os pontos de funcionamento ensaiados. Desta forma o registo atua sobre o sistema como um componente estático e o seu “peso” energético é variável em função do caudal estabelecido em cada ponto de funcionamento do sistema, leia-se para cada valor de caudal estabelecido.

Ao contrário do registo de admissão, o de insuflação (localizado na extremidade oposta do sistema) composto apenas por uma lâmina de perfil circular com acoplamento de um regulador manual de caudal – visível à direita na figura 3.6 – funcionou como componente dinâmico no sistema. Este foi utilizado durante o ensaio experimental para promover uma perda de carga externa adicional ao processo, implícita num sistema de tratamento de ar comum, recriando assim uma condição de funcionamento real, e.g. um troço de conduta para distribuição de ar desde a UTA até ao espaço interior. Este procedimento será convenientemente caracterizado mais adiante.



Figura 3.3 – Registo de admissão (à esquerda) e de insuflação (ao meio e à direita).

- Secções a Montante

Apresenta-se o primeiro módulo da UTA (a vermelho na figura 3.1), com recurso às figuras 3.4 e 3.5, nomeadamente o conjunto de componentes situado a montante da secção onde está instalado o ventilador. Seguindo a direção do escoamento no processo de tratamento (i.e. da esquerda para a direita),

o primeiro componente é o registo de admissão (caracterizado em conjunto com o seu homólogo anteriormente), em seguida está a secção de filtros que é composta por um estágio de pré-filtros plissados de classe G4 e um outro de filtros de saco rígido para partículas finas de classe F7, ambos classificados segundo a norma (EN 779, 2012). Por último, antes da secção do ventilador, temos a secção da bateria, esta composta por uma bateria de arrefecimento a água e um separador de gotas. Como referido no subcapítulo 2.1.1, a cada um destes componentes está associado um valor de perda de carga variável em função do caudal medido. O somatório deste valor no conjunto de secções a montante do ventilador faz com que o mesmo – para todos os pontos de funcionamento utilizados – opere dentro da região de desempenho recomendada para este tipo de ventiladores, evitando fenómenos e comportamentos instáveis durante o ensaio experimental, e.g. fenómeno de *stall* (AMCA, 2007).

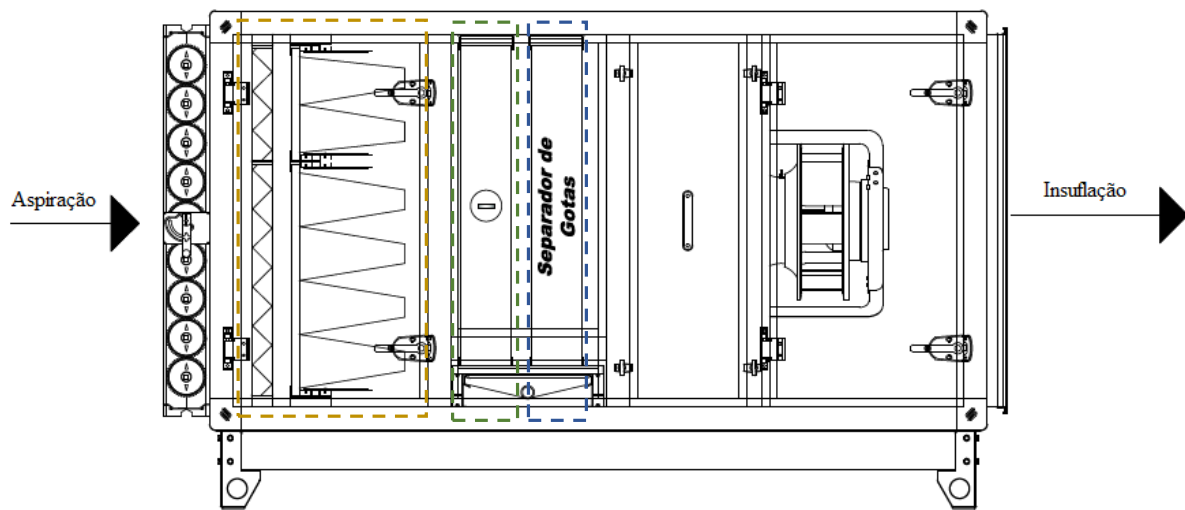


Figura 3.4 – Primeiro módulo do modelo experimental.



Figura 3.5 – Secção de filtros e de bateria com separador de gotas.

- Secção do Ventilador

O ventilador utilizado durante todo o ensaio experimental está representado na figura 3.6, este é do tipo centrífugo com (7) pás de perfil aerofólio curvadas para trás, com sentido de rotação horário e um diâmetro de embocadura de 350mm. A este componente está agregada uma importância acrescida

no controle das condições de ensaio inerentes à metodologia aplicada e como tal é imperativo caracterizar ligeiramente o seu funcionamento.

O controle do caudal volumico (Q_v) de toda a UTA é feito através do acoplamento em paralelo do ventilador com respetivo controlador PID⁶ (Proporcional Integral Derivativo). Com base na relação implícita na equação 3.1, o controlador recorre a um fator de embocadura k (pré-calibrado pelo fabricante em função do diâmetro do ventilador) em conjunto com o diferencial de pressão Δp (calculado entre as tomadas a montante e a jusante – destacadas a amarelo na figura 3.6) medido por sensores piezoelétricos, que em função do valor registado, enviam um sinal elétrico ao ventilador para corrigir a rotação do mesmo, de forma a diminuir o valor do erro obtido através da diferença entre o caudal real e o inicialmente estabelecido.

$$Q_v = k \cdot \sqrt{\Delta p} \quad (3.1)$$

Como tal, é no controlador que será definido o caudal pretendido em cada ponto de funcionamento pré-estabelecido pela metodologia adotada. Em função do seu valor, será criado um diferencial de pressão - promovido pela rotação do ventilador - entre o conjunto de secções a montante e a jusante do ventilador. Estas condições foram devidamente validadas de forma a diminuir o erro no controle das condições fronteira da problemática.

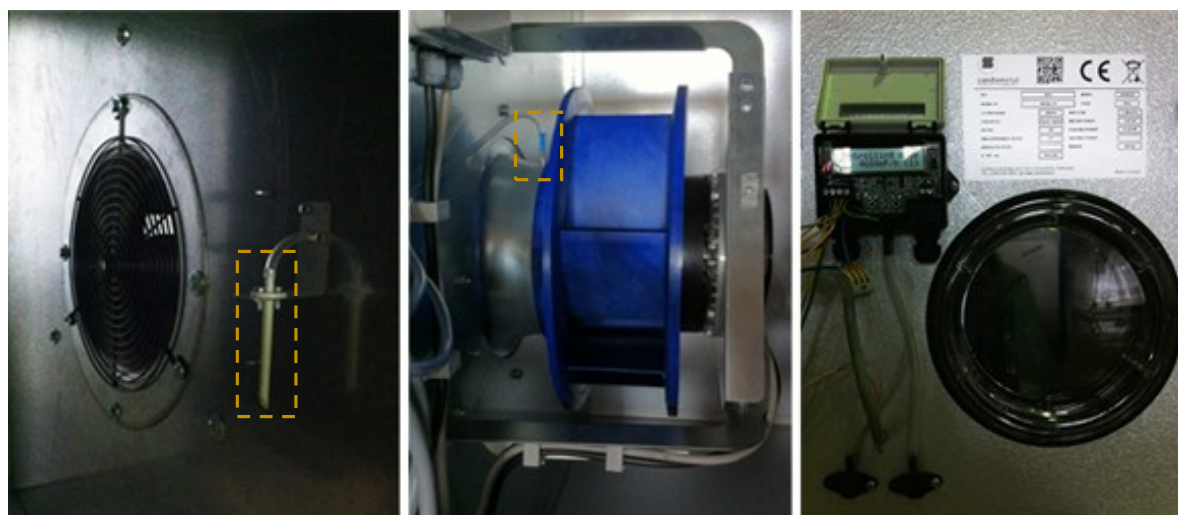


Figura 3.6 – Secção do ventilador - vista a montante (à esquerda) e a jusante (ao meio) - e controlador PID utilizado (à direita).

• Secções a Jusante

O conjunto é composto por quatro troços de conduta de secção retangular (ver figura 3.1) de $1500mm \times 955mm \times 955mm$, juntamente com o módulo onde está instalado a secção acústica e pelo registo de insuflação (ver figura 3.3) já caracterizado anteriormente. Começa-se por caracterizar os troços de conduta, estes adicionados à unidade de ensaio como forma de estabilizar o escoamento e consequentemente as medições de pressão entre componentes, são fabricados em chapa de aço galvanizado (Z275) com costura longitudinal do tipo rebordado “Pittsburgh”. A zona crítica entre troços localiza-se nas uniões troço – troço e troço – módulo, para estas houve um cuidado acrescido de forma

⁶ O conceito associado a este tipo de controladores é a correção do valor de entrada em função do erro medido à saída, erro esse definido pela diferença entre o valor estabelecido inicialmente e o efetivamente medido.

a controlar as fugas que pudessem ser prejudiciais ao desempenho do sistema. Como tal, para garantir um isolamento satisfatório do mesmo, todas as secções transversais de união foram vedadas com recurso a borracha EPDM (*Ethylene Propylene Diene Monomer*) de 6mm, com grampos de aperto para reforçar a união entre juntas (ver figura 3.7) e finalizadas com aplicação de mástique em todos os cantos de cada troço. Por último foi realizado um ensaio de fumos a todo o sistema de carácter qualitativo, como certificação da consistência e bom desempenho do modelo ao nível do seu isolamento.

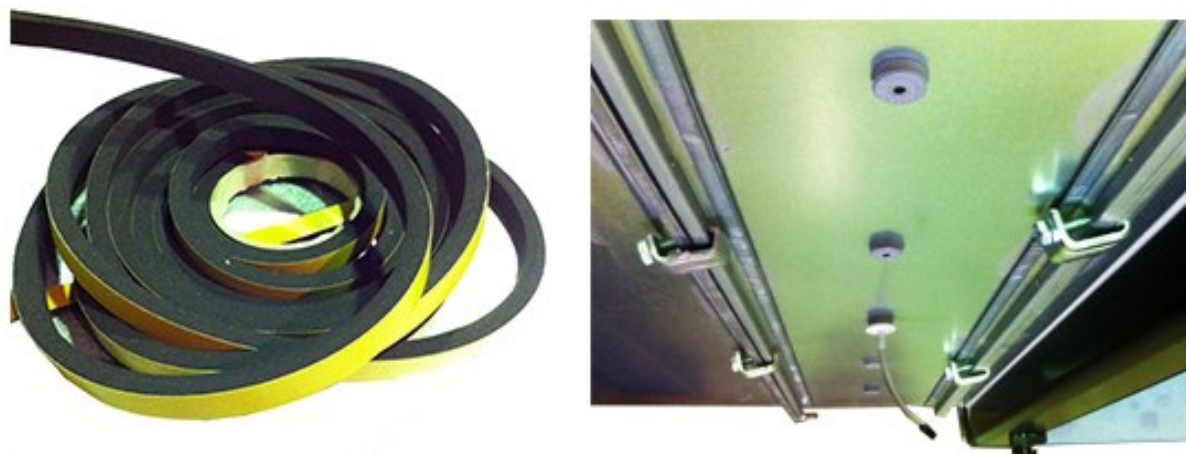


Figura 3.7 – Borracha EPDM e grampos de aperto aplicados nas uniões entre zonas descontínuas do modelo.

O módulo acústico é composto em cada face por dois painéis em chapa de aço galvanizado com duplo revestimento de uma liga metálica de alumínio e zinco (AZ 185) e entre estes encontra-se uma placa semi-rígida de lã de rocha com 50mm de espessura aproximadamente (semelhante ao representado pela figura 2.54). A secção transversal interior do mesmo é idêntica à dos troços de conduta (i.e. 955mm×955mm) e o respetivo comprimento (interior) é de 940mm.



Figura 3.8 – Módulo acústico vazio (à esquerda) e com uma configuração de atenuadores instalada (à direita).

Os atenuadores acústicos são fabricados por um invólucro ou caixa em aço galvanizado com enchimento de placas semi-rígidas de lã de rocha mineral. Os utilizados no modelo experimental foram projetados para suportar duas medidas de comprimento diferentes, apenas com recurso à redução do comprimento das placas semi-rígidas de lã de rocha, isto porque no ensaio onde era pretendido avaliar a influência do coeficiente de perda por fricção no valor do diferencial de pressões medido, era necessário reduzir-se o tamanho dos mesmos, o que resultaria no fabrico de dois conjuntos diferentes de atenuadores, onde um deles seria apenas utilizado para um ensaio. Assim as duas dimensões admitidas pelos conjuntos de

atenuadores são as seguintes: $955\text{mm} \times 900\text{mm} \times 100\text{mm}$ e $955\text{mm} \times 700\text{mm} \times 100\text{mm}$. Este procedimento teve o auxílio do coorientador da presente dissertação Engº Rui Santos.

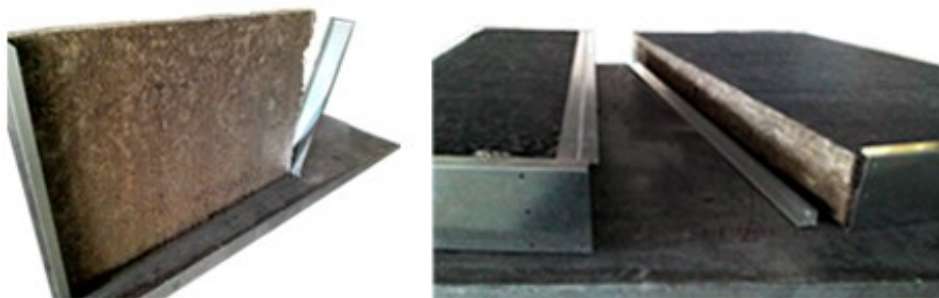


Figura 3.9 – Processo de enchimento com lã de rocha (à esquerda) e respetiva montagem dos atenuadores (à direita).

Em ambas as extremidades dos atenuadores, serão depois acoplados diferentes perfis com propriedades aerodinâmicas – pré-avaliadas pelo recurso numérico – para aferir o respetivo desempenho no sistema. A figura 3.10 representa um exemplar de um invólucro em aço galvanizado, com um perfil arredondado no bordo de ataque e com o bordo de fuga adaptado para a configuração de atenuadores que pretende recriar o conceito de difusor no final da mesma.



Figura 3.10 – Exemplar de um invólucro em aço galvanizado com perfis aerodinâmicos acoplados, utilizado na conceção de um atenuador.

A figura 3.11 sintetiza as medidas de interesse do módulo acústico utilizado bem como, as respetivas à disposição do conjunto de atenuadores dentro do mesmo.

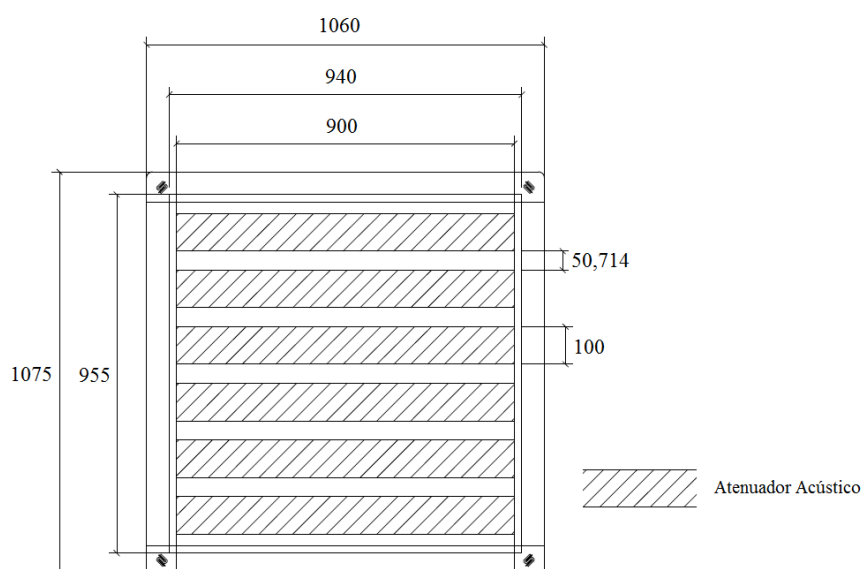


Figura 3.11 – Vista de cima do módulo acústico com as respetivas medidas de interesse (adaptado do SAHS).

3.1.1 Equipamento de medição

Em seguida caracterizam-se os instrumentos de medição utilizados durante o desenvolvimento do modelo experimental. Foi utilizado o modelo de anemómetro multi-funcional AMI 300 da marca KIMO com micromanómetro incorporado para registar os valores medidos através dos diversos instrumentos utilizados. A calibração do mesmo foi realizada em abril de 2014 pelo laboratório (Labmetro) do Instituto da Soldadura e Qualidade (ISQ). Todos os instrumentos e respetivos valores de exatidão apresentados, estão de acordo com o exigido pela norma (ISO 7235, 2009), estes estabelecidos em função da escala de valores que se pretende medir no ensaio experimental.



Figura 3.12 – Anemómetro AMI 300 e sonda ótica utilizados durante o ensaio experimental.

A figura 3.13 faz a representação genérica das tomadas de pressão total utilizadas no ensaio experimental. Repare-se que ao longo da apresentação de resultados obtidos para os diversos conjuntos de atenuadores (subcapítulo 3.3), poderão surgir alguns valores com grandeza decimal na ordem dos 0,5 Pa. Esta medida deriva da média de valores registada para um respetivo ponto de funcionamento e a sua interpretação deve considerar que ao mesmo está associado um valor intermédio, tanto devido ao carácter instável do escoamento como da resolução do aparelho. Adota-se esta medida pelo simples facto da grande proximidade entre valores registados em pontos de funcionamento homólogos para diferentes configurações de atenuadores, pelo que a consideração de um arredondamento a um número inteiro representaria um resultado não concordante com o resultado obtido a nível experimental.

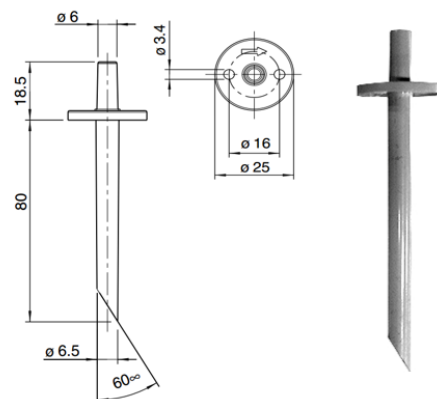


Figura 3.13 - Tomadas de pressão total utilizadas durante o ensaio experimental.

Tabela 3.3.1 – Características técnicas dos instrumentos de medição utilizados durante o ensaio experimental.

Instrumento de medição	Variável de medição	Unidades de medição	Escala de medição	Exatidão	Resolução
Micromanómetro	Pressão	mmH_2O , Pa	0 ± 1000 mmH_2O	$\pm 0,5\%$ da leitura (± 1 mmH_2O)	0,1 mmH_2O
Sonda Ótica	Velocidade de rotação	rpm	60 a 50000 rpm	$\pm 0,5\%$ da leitura ± 1 rpm	1 rpm

3.2 Metodologia experimental

O desenvolvimento do modelo experimental foi sustentado de acordo com as diretrizes presentes na norma (ISO 7235, 2009). O primeiro ponto em destaque pela mesma, é relativo à diferença de temperaturas registadas ao longo do ensaio experimental entre o local estabelecido para a medição do valor de perda de carga (i.e. tomadas de pressão dentro da conduta a montante e jusante da secção acústica) e a temperatura de referência do meio, i.e. temperatura ambiente - 18 °C. A variação térmica entre o registo de admissão e o de insuflação foi praticamente nula, pelo que não foi necessário – como previsto pela norma - aplicar qualquer fator corretivo no acerto das propriedades termodinâmicas do fluido. Note-se a existência de uma bateria de arrefecimento a montante da secção do ventilador, porém a mesma tem apenas como funcionalidade o incremento do valor de perda de carga do conjunto e esteve sempre inoperacional durante o ensaio experimental.

A medição do valor de perda de carga nas diferentes configurações do modelo, é feita em função do caudal estabelecido, onde a norma prevê a utilização de pelo menos cinco valores diferentes em cada configuração ensaiada. A metodologia aplicada no ensaio estabelece seis valores diferentes de caudal, doravante especificados como pontos de funcionamento (apresentados na tabela 3.2), de maneira a traçar curvas de desempenho para cada configuração de atenuadores submetida a ensaio prático.

Tabela 3.2 – Pontos de funcionamento do sistema.

Ponto de Funcionamento	Caudal volúmico (m^3/h)	FSP (Pa)
P_1	3000	300
P_2	3600	329
P_3	4200	357
P_4	4800	394
P_5	5400	431
P_6	6000	468

A norma prevê também que se faça uma verificação do valor do caudal para cada ponto de funcionamento, porém e adaptando ao modelo experimental utilizado, o mesmo é estabelecido pelo já referido acoplamento entre o ventilador e o controlador, em função do diferencial de pressão medido. Desta forma com o objetivo de garantir a autenticidade das condições de ensaio referidas, concebeu-se um procedimento experimental de verificação para avaliar os valores de ensaio, leia-se cálculo da diferença entre o teórico e o efetivo, em função do modelo experimental utilizado. Este procedimento foi desenvolvido com base em três pontos de funcionamento diferentes (i.e. P_1 , P_2 e P_3) e a sequência de etapas intrínsecas ao mesmo é enumerada da seguinte forma:

1. Começou-se por estabelecer o ponto de funcionamento P_I no controlador e fixou-se o ângulo de abertura do registo de insuflação até se atingir uma medida de pressão total perto da saída de 200 Pa (ver local da tomada de pressão na figura 3.17). O ângulo escolhido para o registo de admissão foi de carácter aleatório, sendo que o único critério imposto ao mesmo é o deste permanecer inalterável durante todo o desenvolvimento do procedimento experimental.
2. Fixados os valores das condições fronteira da problemática, mediu-se em seguida o diferencial de pressão estático inerente à secção do ventilador (FSP) com recurso a duas tomadas, uma a montante (p_M) e outra a jusante (p_J) da mesma (ver figura 3.14). Este valor é um dos parâmetros de interesse na fase de dimensionamento de uma UTA e contribui de forma relevante para o critério de seleção (i.e diâmetro e velocidade de rotação) do tipo de ventilador escolhido.

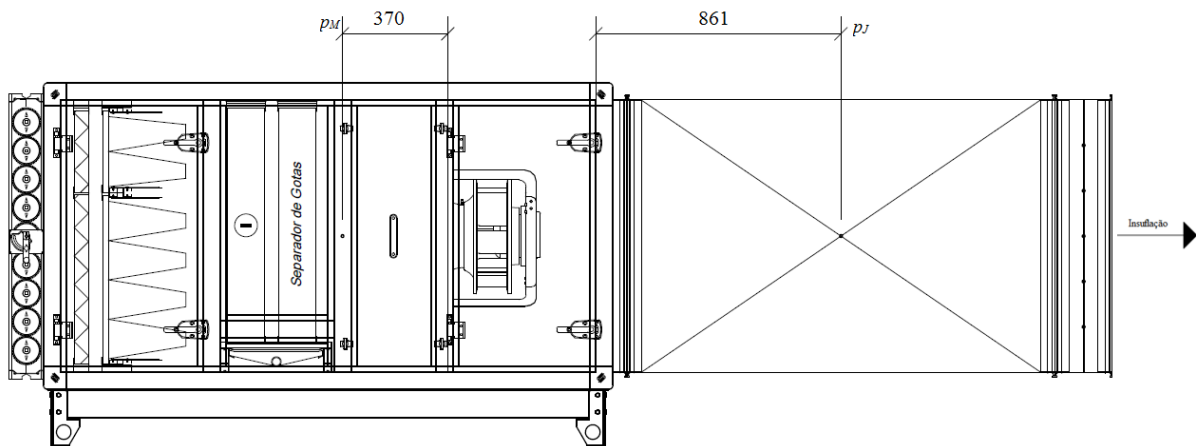


Figura 3.14 – Localização das tomadas de pressão a montante e jusante da secção do ventilador utilizadas para medir o respetivo diferencial de pressão estático (FSP).

3. Em seguida mediu-se a velocidade de rotação (N) do ventilador para o ponto de funcionamento estabelecido na primeira etapa (i.e. P_I), com recurso à sonda ótica. O procedimento adotado neste ponto, utilizou uma fita refletora colada no disco traseiro do ventilador e fixou a sonda na estrutura de suporte do mesmo, aqui com particular atenção ao alinhamento entre o feixe de laser e a fita refletora (ver figura 3.15).



Figura 3.15 – Procedimento experimental para medir a velocidade de rotação do ventilador com recurso à sonda ótica.

4. Na etapa seguinte recorreu-se ao *software* de seleção do fabricante (*Fan select - Ziehl-Abbeg*), introduziu-se os valores requeridos pelo mesmo (i.e. FSP e Q_v) para a seleção do ventilador (neste campo a pesquisa foi limitada pela imposição do modelo do ventilador utilizado) e respetivo ponto de funcionamento em análise, de onde são provenientes os valores dos parâmetros introduzidos. Foi depois estabelecida uma comparação entre o valor da velocidade de rotação do ventilador medido segundo a métrica descrita na etapa anterior e o valor anunciado pelo fabricante - medido pelo mesmo em embocadura padrão em instalação do tipo A de acordo com a norma (ISO 5801, 2007).
5. O processo descrito pelas quatro etapas anteriores, foi repetido para os pontos de funcionamento P_2 e P_3 . A respetiva síntese de resultados obtidos é apresentada pela tabela 3.3.

Tabela 3.3 – Resultados derivados da verificação das condições de ensaio com base na medição da velocidade de rotação do ventilador.

Ponto de Funcionamento	FSP (Pa)	N (rpm) - Fabricante	N (rpm) - Experimental	Rácio (%)
P_1	300	1664	1720	96.7
P_2	329	1877	1930	97.3
P_3	357	2106	2150	98

A diferença entre os valores fornecidos pelo fabricante e os obtidos experimentalmente é bastante satisfatória e o pequeno erro registado pode ser consequente tanto do local da tomada de pressão a jusante da secção do ventilador – de carácter mais instável – como da oscilação no valor do diferencial de pressões medido, associado ao funcionamento do controlador PID.

É importante referir que agregado à perda de carga do conjunto de atenuadores, estão também os valores intrínsecos ao módulo (2) onde os mesmos estão instalados. Visto que o conjunto é instalado sempre em módulos semelhantes, leia-se que apresentam o mesmo perfil e material na sua constituição, não é relevante o desacoplamento entre os valores de ambos. Em todo o caso foi feita também uma análise ao módulo no vazio e a perda de carga medida considerou as duas tomadas de pressão a montante e jusante do mesmo como ilustra a figura 3.16.

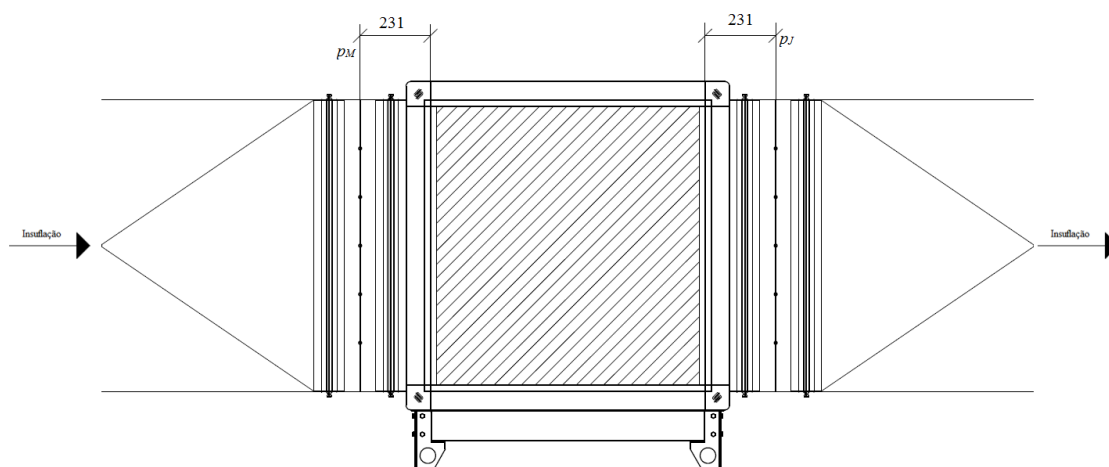


Figura 3.16 – Representação esquemática da localização das tomadas de pressão para efeitos de medição do valor da perda de carga intrínsecos ao módulo acústico.

A tabela 3.4 resume os valores medidos neste ensaio, onde se salienta o carácter pouco preciso de alguns pontos de funcionamento – devidamente assinalados (*) – derivado não só da instabilidade do escoamento, mas também da amplitude do valor medido ser bastante reduzida, podendo esta estar em inconformidade com a resolução do micromanómetro utilizado.

Tabela 3.4 – Perda de carga medida no módulo acústico sem atenuadores.

Ponto de Funcionamento	$\Delta p_{\text{Módulo em vazio}} \text{ (Pa)}$
P_1	0
P_2	0
$P_3 (*)$	0 – 1
P_4	1
$P_5 (*)$	1 – 2
P_6	2

3.2.1 Medição da perda de carga nos atenuadores

Feita a validação dos parâmetros de ensaio e fixação das condições fronteira, executou-se o primeiro objetivo do modelo experimental, ou seja, medir a perda de carga efetiva do conjunto de atenuadores dissipativos utilizado atualmente pela empresa, i.e. perfil retangular. Derivado deste procedimento, é também criada uma base sólida de valores que servirão posteriormente como suporte de comparação tanto a outros modelos de atenuadores ensaiados, como ao modelo de previsão numérico desenvolvido. Note-se que sempre que se analisa uma determinada configuração de atenuadores são utilizados os seis pontos de funcionamento já referidos. A metodologia para o ensaio de cada configuração de atenuadores é também desenvolvida com base na norma (ISO 7235, 2009), em específico relativamente às distâncias sugeridas pela mesma, onde para a tomada a montante ($\Delta x_{pM_Atenuadores}$) e a jusante ($\Delta x_{pJ_Atenuadores}$) da secção não devem ser inferiores a 0,6 e a 6 vezes a espessura do atenuador, i.e. $\Delta x_{pM_Atenuadores} > 60mm$ e $\Delta x_{pJ_Atenuadores} > 600mm$ (ver figura 3.17 e 3.18).

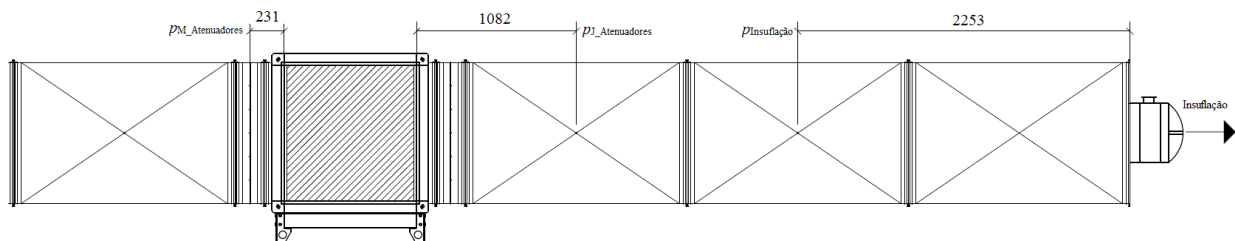


Figura 3.17 – Representação esquemática e respetivas distâncias para as três tomadas de pressão a jusante do ventilador.



Figura 3.18 – Vista a montante (à esquerda) e a jusante (à direita) da secção acústica dentro do módulo, com algumas das tomadas de pressão utilizadas.

Em relação à condição fronteira de saída (i.e. valor de pressão total), é pretendido que a mesma seja independente da variável de entrada (i.e. valor do caudal) e igual em todos os pontos de funcionamento ensaiados (i.e. 200 Pa), para desta forma aferir a real perda de carga do conjunto de atenuadores apenas com alternância de uma única variável no processo, i.e. caudal volúmico. Para criar este efeito “dinâmico” no sistema à saída é utilizado o registo de insuflação, este regulado através do seu ângulo de abertura em cada ponto de funcionamento, até se atingir o valor de referência e assim garantir a condição fronteira do sistema igual em todos os pontos.

A metodologia aplicada na medição de cada configuração de atenuadores para o conjunto de pontos de funcionamento já estabelecidos, é discriminada em seguida por etapas.

1. Começa-se por estabelecer o ponto de funcionamento P_i no controlador.
2. Em seguida regula-se o ângulo de abertura do registo de insuflação até se atingir uma medida de pressão total de 200 Pa na tomada de insuflação - $p_{Insuflação}$ (a sua localização no sistema é ilustrada pela figura 3.17).
3. Confirma-se em seguida o diferencial de pressão estático medido no ventilador (apresentado na tabela 3.2), de forma a manter a coerência entre o mesmo ponto de funcionamento em diferentes configurações de atenuadores ensaiada e assim garantindo as mesmas condições para todos os modelos.
4. Registam-se os valores da pressão a montante e a jusante da secção e calcula-se o respetivo diferencial.
5. Repete-se o procedimento para os restantes pontos de funcionamento.

3.2.2 Código de referência para os atenuadores

A experimentação de nove diferentes configurações de atenuadores, introduz a necessidade da utilização de um código de correspondência para cada conjunto ensaiado – o mesmo foi aplicado de igual forma ao modelo numérico - de maneira a que a sua referência durante o texto para comparação de resultados e descrição do conjunto, seja feita de forma abreviada e inequívoca. O código varia consoante o comprimento do atenuador, tipo de bordo de ataque, tipo de bordo de fuga e conjugações entre estes. Apresenta-se em seguida o esquema a ser utilizado para a interpretação do código de referência em cada configuração de modelo ensaiada.

Código de referência: 1 2 3 4 5

- 1 – Referente ao comprimento do atenuador;
- 2 – Referente ao tipo de bordo de ataque utilizado;
- 3 – Referente à dimensão de interesse do bordo de ataque;
- 4 – Referente ao tipo de bordo de fuga utilizado;
- 5 – Referente à dimensão de interesse do bordo de fuga;

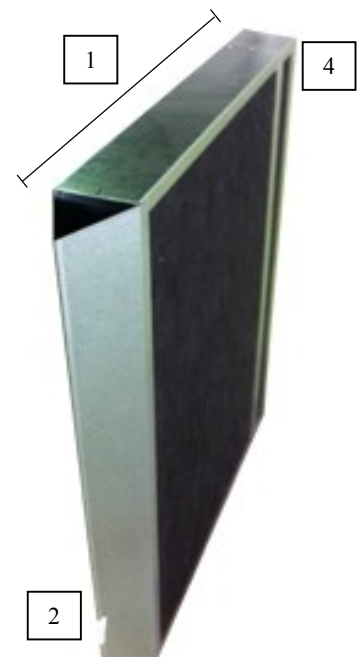


Figura 3.19 – Atenuador utilizado no ensaio experimental com a referência 700_C100.

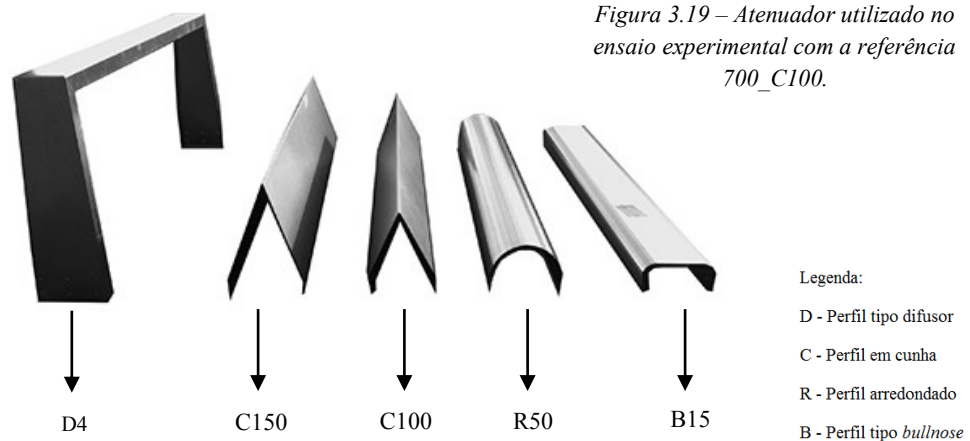


Figura 3.20 – Conjunto de perfis utilizado e respectivas referências.

É importante referir que todos os perfis têm a mesma altura (955mm) e como tal quando acoplados aos atenuadores preenchem na sua totalidade a face de ataque ou de fuga - dependendo da configuração adotada. É ainda conveniente salientar, que a cada perfil representado pela figura (3.20) está associado uma medida de interesse que será especificada no código de referência no espaço 3 e 5. Para o difusor essa medida é o ângulo de abertura do perfil que como referido no subcapítulo 2.3.2.2, faz variar o

coeficiente de recuperação intrínseco ao mesmo o que no caso da geometria proposta é de aproximadamente 4°, acrescenta-se a esta a medida final da espessura do atenuador – 70mm. Para os perfis em cunha, a medida de interesse é a sua altura e que nas duas geometrias propostas têm um valor de 100 e 150mm. Por último, as medidas de interesse para os perfis arredondados e do tipo *bullnose* são ambas relativas aos respectivos raios de curvatura, onde no caso da primeira é total e igual a 50mm, enquanto que na segunda o perfil é apenas boleado para ambas as extremidades com um raio respectivo de 15mm. Salienta-se que no caso de atenuadores sem qualquer perfil acoplado, os mesmos serão especificados como perfil retangular. Repare-se que apesar da ordem de capítulos apresentada, todos os perfis aerodinâmicos foram precedidos de ensaios numéricos e só depois sugeridos para validação experimental.

3.3 Resultados experimentais

A representação gráfica dos resultados obtidos é sugerida pela norma com a utilização de escalas logarítmicas para ambas as variáveis de interesse (i.e. o diferencial de pressão total medido em função do respetivo caudal), e adicionalmente propõe que seja traçada uma curva de tendência com um erro máximo relativo de 5% em cada ponto do conjunto. A representação deste valor é feita através de duas barras indicadoras em cada ponto de ensaio.

O ensaio experimental começou por validar a perda de carga nos atenuadores de perfil retangular simples com 900mm de comprimento já utilizados pela Sandometal. Em seguida, para se aferir o fator comprimento no valor registado de perda de carga (i.e. perdas por fricção), diminuiu-se o comprimento dos atenuadores até ao valor de 700mm.

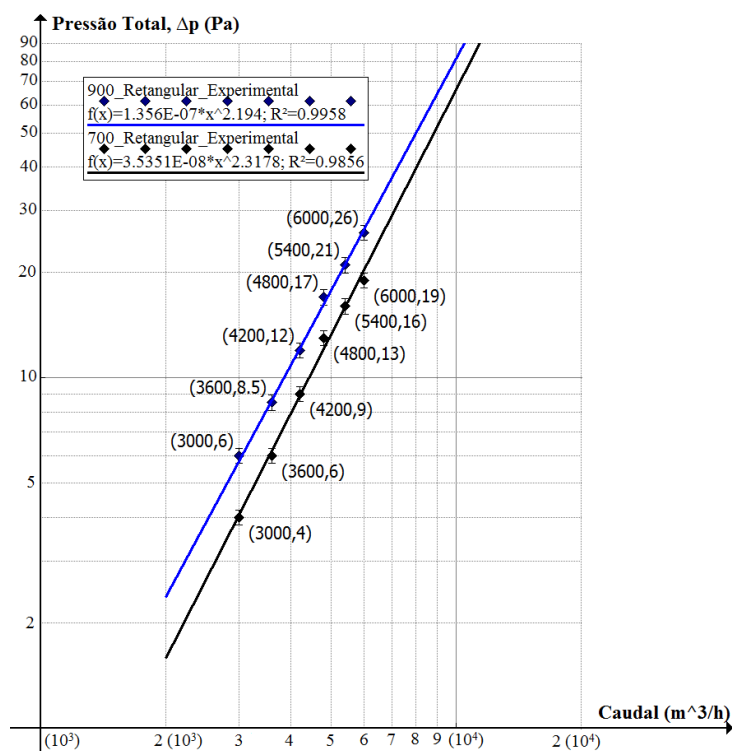


Figura 3.21 – Perda de carga medida nos conjuntos de atenuadores de perfil retangular com 900mm e 700mm de comprimento.

A redução feita no comprimento dos atenuadores foi de aproximadamente 23%, o que no sistema de uma maneira geral se traduziu numa redução da perda de carga ligeiramente acima desse valor, onde as maiores diferenças registadas em pontos de funcionamento homólogos foi de aproximadamente 30% (P_1 e P_2) e as menores de 24% (P_4 e P_5). A interpretação das relações teóricas relativas à influência do coeficiente de fricção (ver equação 2.103 e 2.104) no valor de perda de carga, remetem para a existência de uma fator de proporcionalidade intrínseco à variação de um único parâmetro no processo, i.e. l – comprimento do atenuador. Ainda assim e considerando apenas os últimos quatro pontos de funcionamento, a maior diferença registada em relação ao fator de redução de comprimento (i.e. 23%), difere deste em apenas 4%. (P_6), o que sugere a aproximação da resposta do conjunto ao valor do mesmo.

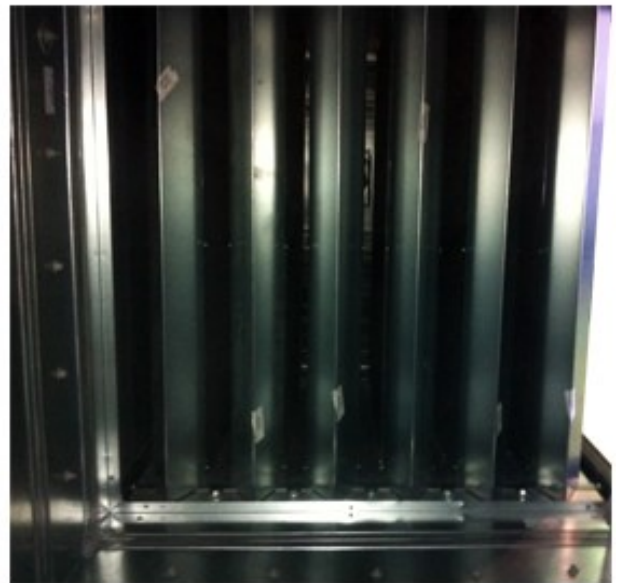
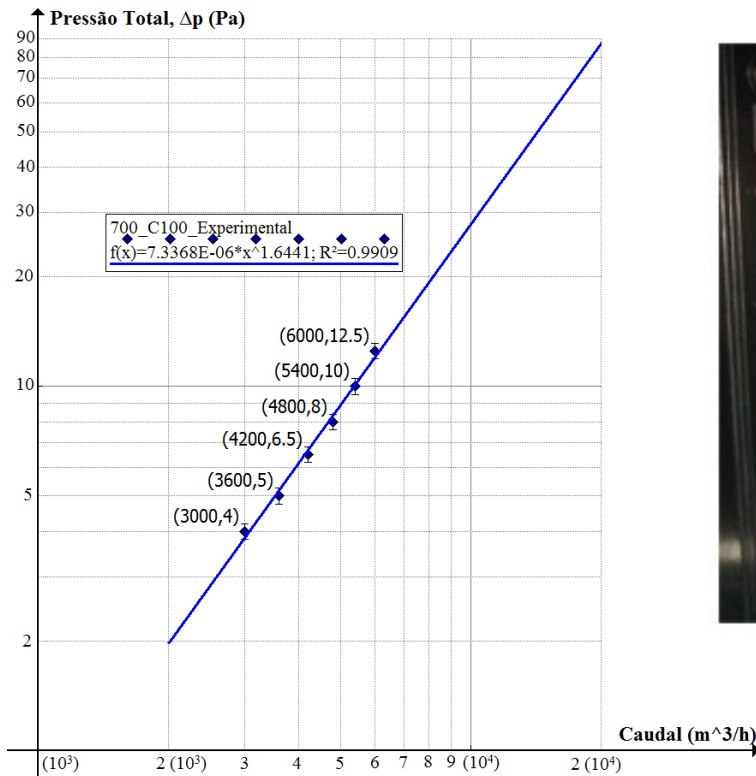


Figura 3.22 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_C100 e vista frontal da respectiva secção.

Em seguida, de forma a quantificar-se a influência do acoplamento das geometrias aerodinâmicas nos atenuadores de perfil retangular, fixou-se o comprimento dos mesmos em 700mm e submeteu-se a ensaio experimental o mesmo conjunto de atenuadores com alternância entre geometrias, tanto para o bordo de ataque como para o de fuga.

As figuras 3.22 e 3.23 representam o registo de perda de carga dos conjuntos de atenuadores com acoplamento de perfis aerodinâmicos no bordo de ataque, em cunha e arredondado respetivamente. Aqui é perceptível que ambos apresentam um desempenho idêntico, ainda que com uma ligeira superioridade em termos de eficiência para o conjunto de perfil arredondado. A interpretação de resultados e respetiva comparação entre os mesmos - para ambos os conjuntos - e os registados para o perfil retangular simples, revela uma clara melhoria, leia-se redução do diferencial de pressão, em quase todo o intervalo de pontos de funcionamento ensaiado. Uma análise mais precisa, mostra ainda que para os dois primeiros pontos de funcionamento homólogos (P_1 e P_2) a diferença seja quase nula, nos restantes pontos é bem notória, onde o valor mais alto atingido (i.e. no P_6 e conjunto 700_R50), ronda os 40%. É relevante salientar que no caso dos atenuadores em UTA, o espaço disponível é sempre reduzido pelo que a diferença de

comprimentos entre ambos os perfis pode ser considerado um critério de seleção relevante. Se a este fator adicionarmos o facto da diferença entre comprimentos puder ser compensada por um aumento no comprimento do painel do absorvor acústico, é possível concluir-se com base nestas considerações e nos resultados experimentais, que o perfil arredondado tem um desempenho superior ao perfil em cunha e que ambos apresentam uma clara melhoria relativamente ao perfil retangular simples.

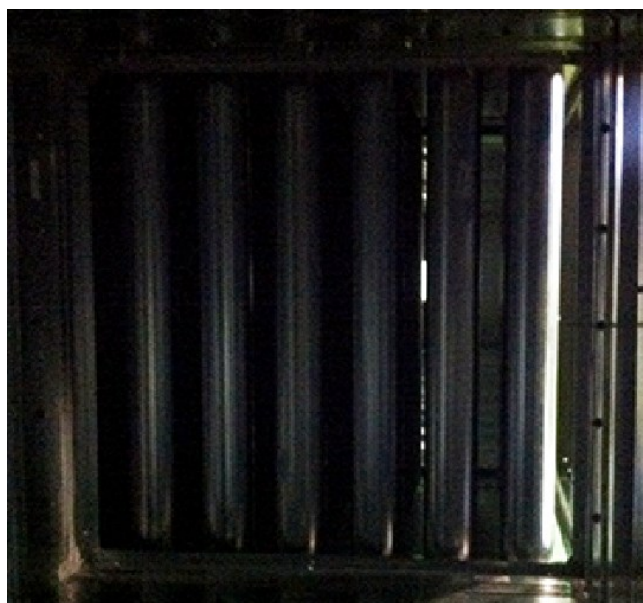
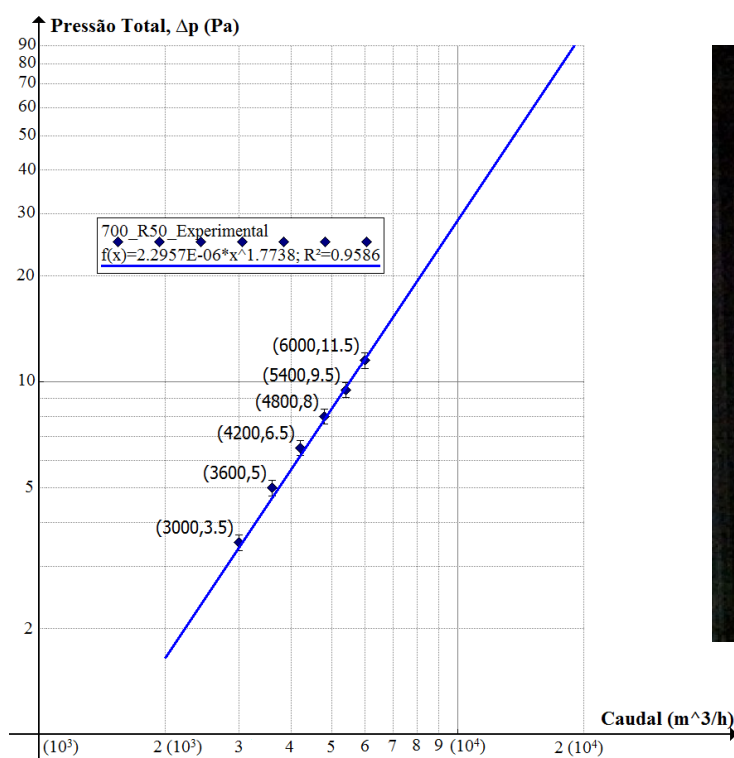


Figura 3.23 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50 e vista frontal da respectiva secção.

Em seguida ensaiou-se a configuração somente com bordo de ataque do tipo B15 (700_B15) e posteriormente foi adicionado ao bordo de fuga o perfil aerodinâmico do tipo C100.

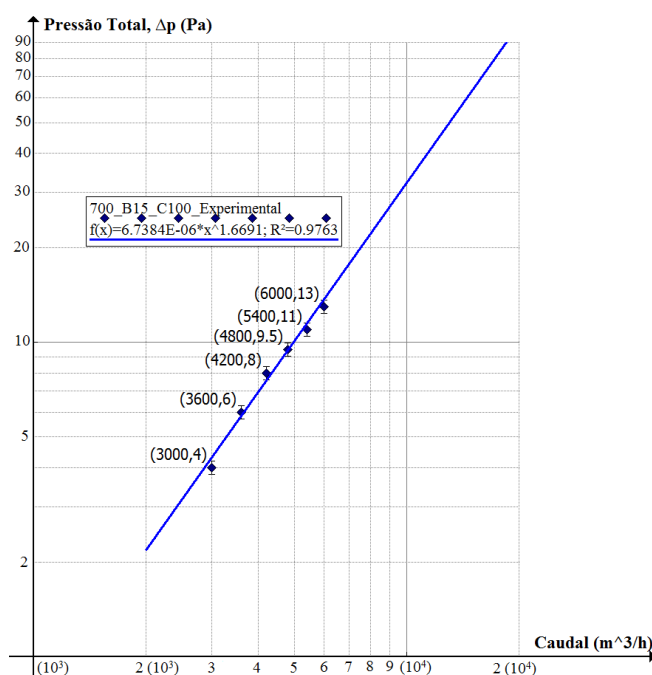
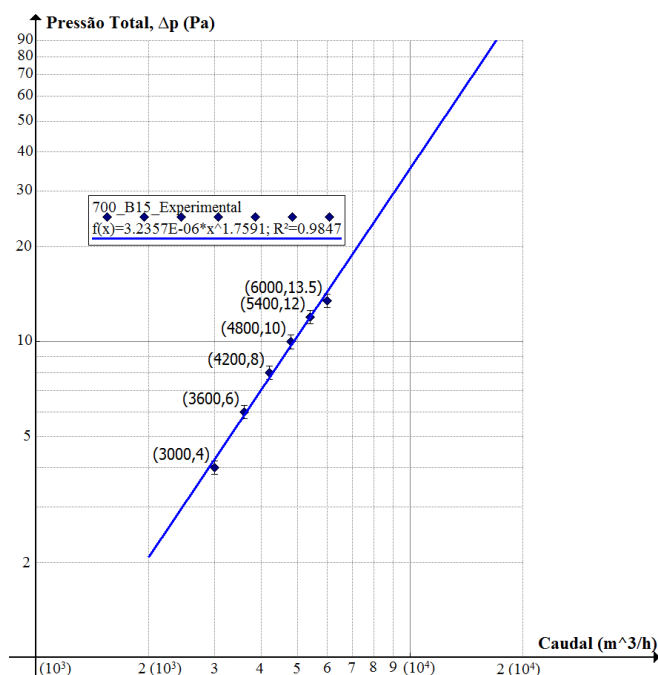


Figura 3.24 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_B15 e 700_B15_C100.

A figura 3.24 favorece a comparação direta entre as duas respostas para o mesmo perfil (B15) utilizado no bordo de ataque com e sem acoplamento de um outro no bordo de fuga (C100). O conjunto de valores apresentado não reflete porém, o efeito do acoplamento do perfil em cunha no bordo de fuga, visto que a maior diferença medida entre ambos não ultrapassa a resolução do instrumento de medição utilizado (i.e. $\approx 1\text{Pa}$), pelo que a diferença apresentada não é conclusiva através da medida de diferencial de pressão total. O objetivo da inclusão deste perfil no conjunto de atenuadores não tinha como objetivo apenas a redução do valor de perda de carga – que já se sabia *a priori* precedido do ensaio numérico que não seria muito perceptível – mas também de incutir ao escoamento uma maior estabilidade com a redução do fenómeno de turbulência gerado a jusante da secção. No entanto não é possível afirmar-se com base nos resultados experimentais obtidos que este objetivo foi efetivamente alcançado.

Comparando os resultados do conjunto B15 com os dos restantes perfis até agora apresentados, é perceptível também aqui uma redução no valor de perda de carga em relação ao perfil retangular simples, onde o melhor valor conseguido é relativo ao ponto de funcionamento P_6 , com uma diferença próxima dos 30%. Ainda assim a eficiência inerente à utilização deste perfil, não é tão acentuada como a dos perfis C100 e R50, pelo que o fator que mais contribui para esta diferença seja relativo à resistência criada ao escoamento, pela dimensão de área frontal ainda existente derivado de um boleamento das extremidades de apenas 15mm.

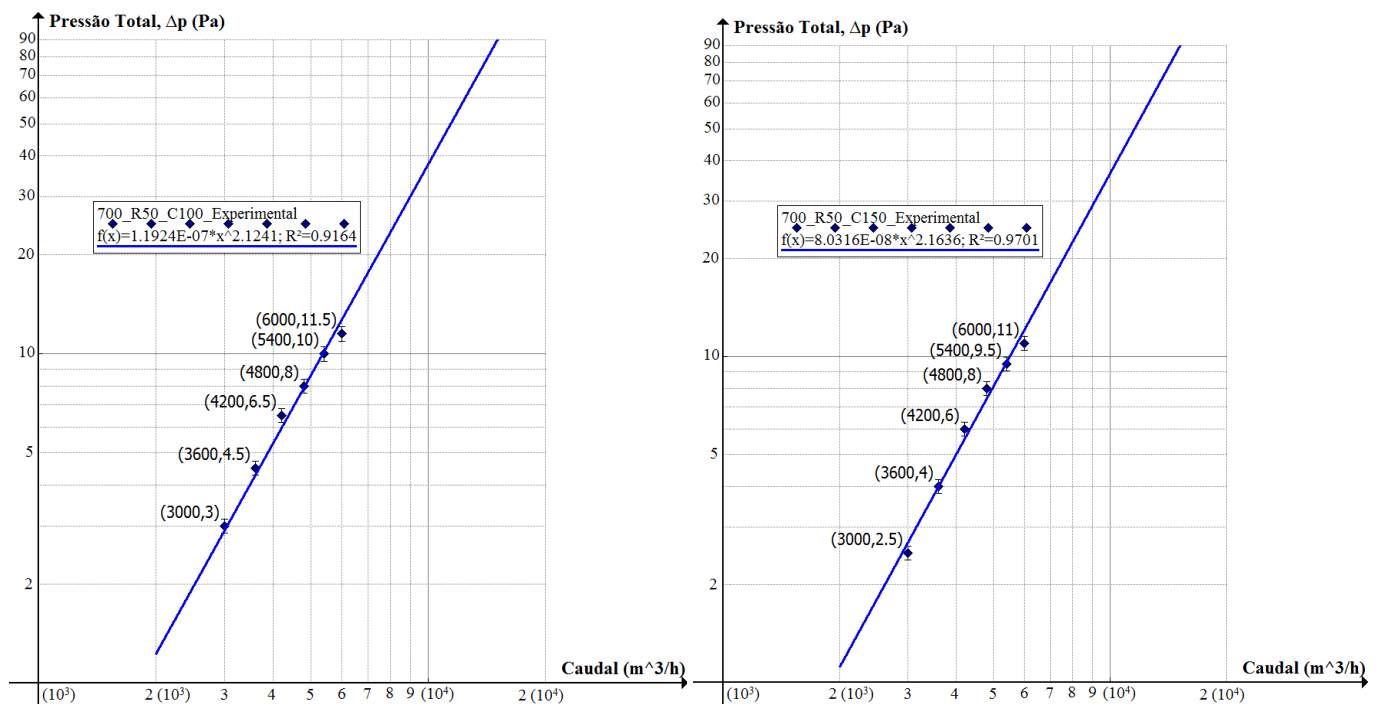


Figura 3.25 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_C100 e 700_R50_C150.

A figura 3.25 sintetiza a resposta do conjunto de atenuadores com perfis aerodinâmicos no bordo de ataque do tipo R50 e no bordo de fuga do tipo C100 e C150. Em analogia ao conjunto de atenuadores B15_C100 o acoplamento dos perfis no bordo de fuga têm o objetivo não só de reduzir o valor de perda de carga como também de diminuir a intensidade do fenómeno turbulento gerado a jusante do conjunto. Em semelhança ao já registado para o conjunto anterior, também aqui o acoplamento de um perfil no bordo de fuga não apresentou resultados conclusivos, onde a influência do mesmo só é perceptível no perfil de maior altura (C150) e apenas em determinados pontos de funcionamento. Salienta-se que para os conjuntos com bordo de fuga acoplado está também implícito o princípio do conceito de difusor e

que existe efetivamente uma conversão da energia cinética em energia potencial. No entanto as tomadas de pressão utilizadas não são sensíveis a esta conversão, pois apenas registam o valor de pressão total e como tal, não é possível concluir que de facto aos perfis acoplados no bordo de fuga está associado o princípio referido.

Por último adotou-se o perfil para o bordo de ataque que melhor desempenho demonstrou nos ensaios realizados (R50) e transformou-se o conjunto de atenuadores de perfil retangular constante em toda a sua dimensão, num conjunto com acabamento a partir do último terço do seu comprimento em formato de difusor (ver representação do conjunto na figura 3.26), com o objetivo de criar uma expansão progressiva da área de secção no final do canal de passagem entre atenuadores.

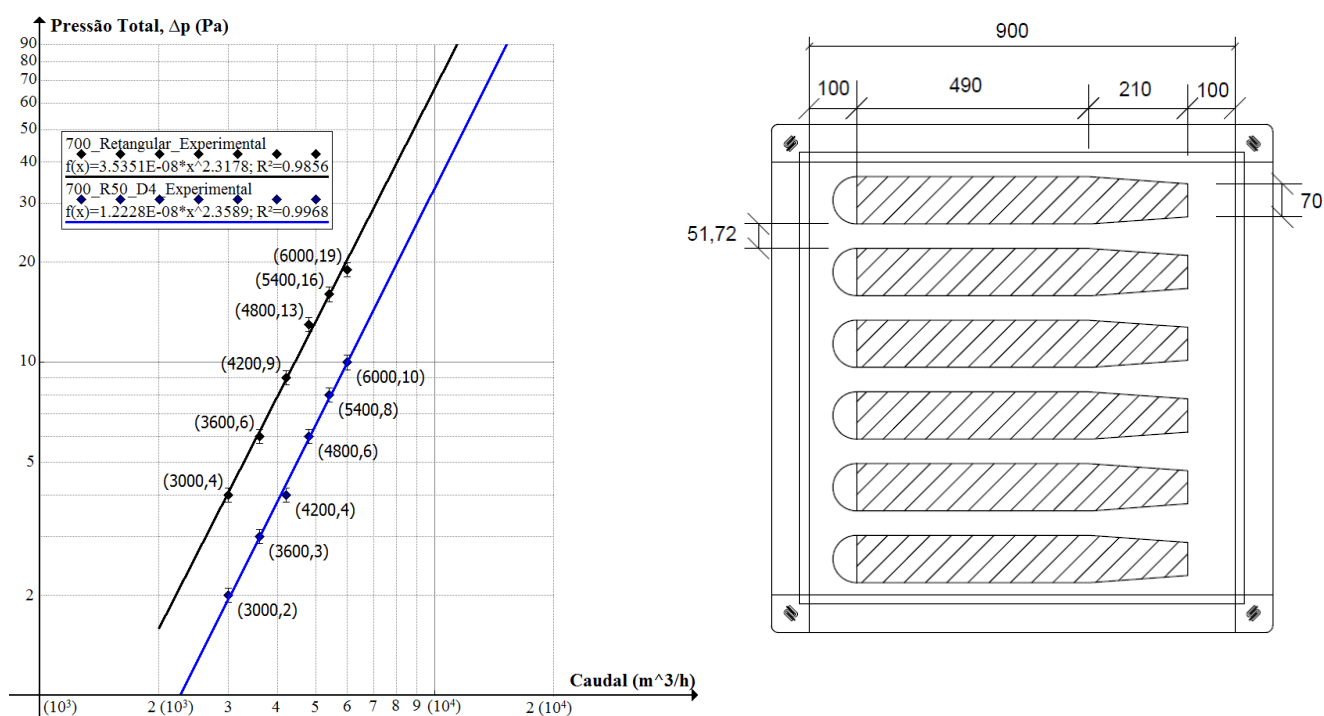


Figura 3.26 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_D4 e respetiva representação esquemática da vista de cima.

Na figura 3.26 para além de representada a resposta do conjunto em referência, está também favorecida a comparação direta do mesmo com o perfil retangular simples utilizado inicialmente. A diferença média entre pontos de funcionamento homólogos é aproximadamente constante e ronda os 50%, fazendo desta configuração a que melhor desempenho demonstrou da totalidade ensaiada. A conjugação de ambas as geometrias nos bordos de ataque e de fuga é também prevista pela componente teórica (ver tabela 2.15) como sendo a que melhor desempenho terá num conjunto de atenuadores semelhante ao aqui analisado. Repare-se que este último conjunto (700_R50_D4) para além da redução efetiva do valor de perda de carga, tem como objetivo uma redução da intensidade do fenómeno turbulento gerado a jusante da secção e ainda – associado ao fator de recuperação intrínseco a um difusor – a conversão da energia dinâmica em potencial do sistema, esta última não é sensível à métrica utilizada, leia-se registo de pressão total, pelo que não foi quantificada experimentalmente.

4. Modelo Numérico

O presente capítulo recorre à simulação numérica computacional na área da mecânica dos fluidos (CFD) para caracterizar e modelar o fenómeno físico intrínseco ao escoamento. A análise foi desenvolvida com recurso ao software de simulação, *Flow Simulation 2015* (Solidworks, 2015c), ferramenta disponível no *SOLIDWORKS*[®] (SOLIDWORKS, 2015), para previsão do comportamento de escoamentos associado à interação fluido – sólido, fenómeno esse presente no estudo em referência. Em suma, o presente capítulo caracterizará superficialmente o *software* em termos de método de cálculo aplicado na discretização das leis gerais da conservação aplicadas à mecânica dos fluidos, o tipo de malha utilizado, condições fronteira, a analogia feita à componente experimental, bem como toda a metodologia empregue no seu desenvolvimento. Esta consiste em primeira instância, na aproximação do método numérico à componente experimental e respetiva validação da abordagem considerada. Para uma segunda fase, apresentam-se e ensaiam-se diversas configurações de melhoramento sugeridas à componente aerodinâmica implícita aos atenuadores. Por último, é feita uma síntese dos resultados obtidos nos diversos ensaios, para posterior comparação com os medidos na vertente experimental.

A escolha desta ferramenta computacional – já documentada no subcapítulo 1.4 – diversificou o estudo da secção acústica, na medida em que permitiu (1) a simulação de um leque alargado de diferentes geometrias aerodinâmicas possíveis em atenuadores dissipativos, (2) prever erros e configurações que não seriam eficientes económica (i.e ligados à vertente energética) ou mecanicamente e (3) prever e referenciar casos de interesse para trabalhos futuros em prol do desenvolvimento e otimização do projeto apresentado.

4.1 Flow Simulation

A ferramenta de simulação utilizada - *Flow Simulation 2015* – admite um leque alargado de possibilidades para a modelação do escoamento e do fenómeno de interação fluido – sólido em estudo. A descrição das suas diretrizes têm como base, as diversas referências técnicas disponíveis nos manuais do utilizador do *software* (Solidworks, 2015a, 2015b, 2015c). Qualquer exceção necessária para aprofundar ou caracterizar alguma técnica ou método de resolução específico, será referenciada convenientemente. Discriminam-se em seguida, as propriedades de escoamento exploradas através do *Flow Simulation*, para previsão e desenvolvimento da componente aerodinâmica em estudo.

- Escoamentos internos;
- Escoamentos em regime turbulento;
- Escoamentos subsónicos;
- Escoamentos em regime estacionário e transiente;
- Escoamento incompressível (i.e. pequenas flutuações da massa volúmica de ordem desprezável);
- Escoamentos de interação com modelos rotacionais (i.e. ventilador);

Salienta-se uma vez mais o facto do *software* - comercial - explorado estar devidamente desenvolvido, sugerindo-lhe um carácter robusto e credibilidade nos resultados apresentados. Com uma interface gráfica bastante simples o *software* dispensa por parte do operador, conhecimentos ao nível dos métodos numéricos implícitos no cálculo e previsão do escoamento, bem como na criação geral da malha (Solidworks, 2015c). Esta última, apesar de apresentar um conceito de criação automático, pode requerer um elevado poder computacional para configurações mais complexas, sendo relevante a leitura da respetiva ficha técnica (Solidworks, 2015a) e algum conhecimento e sensibilidade por parte do operador, para conseguir balancear os resultados obtidos em função do “peso” computacional da malha gerada, i.e. convergência de malha. Perante isto, não é relevante para o trabalho desenvolvido, proceder-se a uma caracterização mais aprofundada ou uma interpretação do código utilizado pelo *software*.

A mecânica dos fluidos implícita na ferramenta computacional, recorre às equações governativas para descrever e caracterizar o comportamento do escoamento de um fluido. Para um sistema de coordenadas cartesiano, começa-se por enunciar a equação da conservação da massa ou da continuidade, já apresentada anteriormente, na definição do fenómeno de propagação acústico (ver Eq. 2.20).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (4.1)$$

A equação da conservação da quantidade do movimento ou de Navier–Stokes, também enunciada anteriormente – na forma divergente - para definir o fenómeno de propagação acústico (ver Eq.2.15). Pode ser descrita como a aplicação da 2ª lei de *Newton* ao movimento de um qualquer fluido, caracterizada matematicamente, através de uma taxa de variação do movimento em função do somatório de forças exercidas sobre este. Esta é a 2ª equação governativa resolvida pela ferramenta e apresenta-se no seguinte formato:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + S_i \quad , i = 1,2,3 \quad (4.2)$$

Por último, enuncia-se a 3ª equação governativa - derivada da 1ª lei da termodinâmica - que modela matematicamente a conservação da energia de um sistema.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho H) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i H) = \frac{\partial}{\partial x_i} (u_i (\tau_{ij} + \tau_{ij}^R) + q_i) + \frac{\partial p}{\partial t} - \tau_{ij}^R \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho \varepsilon + S_i u_i + Q_H \quad (4.3)$$

Onde H , a entalpia total (ou de estagnação) do sistema, é definida da seguinte forma:

$$H = h + \frac{u^2}{2} \quad , h = C_p \cdot \Delta T \quad (4.4)$$

As equações governativas enunciadas, podem ser representadas para uma variável de interesse ϕ , através de uma equação geral de transporte na forma tensorial.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \phi) + \frac{\partial}{\partial x_k} (\rho u_k \phi) = \frac{\partial}{\partial x_k} \left(\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x_k} \right) + S_\phi \quad (4.5)$$

Termo não estacionário	Termo convectivo	Termo difusivo	Termo fonte
------------------------------	---------------------	-------------------	----------------

As EDP enunciadas, quando aplicadas ao domínio de estudo, dificilmente apresentam soluções matemáticas exatas. Como tal recorre-se a aproximações numéricas, de maneira a que um conjunto infinito de valores que definem uma solução contínua, possa ser representado por um conjunto finito, de forma a ser possível obter-se uma solução discreta para a problemática em estudo (Peiró & Sherwin, 2005). O método de resolução numérico consiste na discretização do meio contínuo no espaço e no tempo, caracterizado pelo conjunto de equações governativas, aproximando-as na forma de equações algébricas lineares, por intermédio de métodos de aproximação apropriados. O *Flow Simulation* recorre ao método numérico dos volumes finitos (MVF) para discretizar todo o modelo matemático no domínio estabelecido. O ponto de partida é a forma integral da equação de transporte, enunciada pela equação 4.6, esta aplicada sobre o domínio do meio contínuo em análise, por sua vez, discretizado em parciais de volume finito contíguos (i.e. malha) que atuam como volume de controle individuais (VC). A cada um, está associado um ponto ou nó, que define o respetivo centróide do volume. É neste ponto, onde são aplicadas as equações governativas enunciadas, tomando-o como referência para os métodos de aproximação utilizados. A integração feita à equação geral de transporte sobre cada VC, traduz a propriedade conservativa da grandeza genérica ϕ no volume de fluido finito, para um determinado regime de escoamento (Versteeg & Malalasekera, 1995).

$$\frac{\partial}{\partial t} \int \mathbf{U} \cdot dV + \oint \mathbf{F} \cdot dA = \int \mathbf{Q} \cdot dV \quad (4.6)$$

A Eq. (4.6) representa assim a forma integral da equação de transporte aplicada ao centróide do volume de controle, onde o primeiro termo define o estado conservativo do sistema, o segundo as propriedades convectivas e difusivas nas paredes do VC e o terceiro e último termo, as fontes externas com influência sobre o domínio.

A solução discreta do centróide é interpolada numericamente através de métodos implícitos⁷, que garantem estabilidade à aproximação espacial e temporal no cálculo do valor das respetivas faces. Para a discretização espacial, o esquema utilizado para aproximar o valor dos termos convectivos - presentes na equação geral de transporte - nas faces adjacentes, é o *Upwind* de segunda ordem com limitadores de fluxo. Esquema baseado no transporte de variáveis convectivas em função da direção do escoamento principal definido, podendo variar a ordem de precisão consoante o número de nós influentes considerados no seu cálculo. A aplicação de critérios de limitação garante uma maior estabilidade ao esquema no transporte de propriedades físicas e aumenta assim o fator de convergência numérica. O esquema *Upwind* de segunda ordem pode ser representado pela relação enunciada na equação 4.7, em que o valor na face da célula de uma variável arbitrária ϕ_F , é determinado pela soma de dois pontos diferentes a montante da mesma. O primeiro corresponde ao valor medido no centróide da célula ϕ_θ e o segundo respetivo ao gradiente implícito do volume de controle, em que o vetor \vec{r} estabelece a direção do centro da célula a montante à face de interesse.

$$\phi_F = \phi_M + (\nabla \phi \cdot \vec{r})_M \quad (4.7)$$

⁷ Método incondicionalmente estável relativo à dimensão do valor passo de tempo, que se baseia em dois estados temporais diferentes do sistema (i.e. t e $t + \Delta t$).

Onde a relação (1), representa o gradiente de ϕ no centróide da célula a montante da face F , através da forma discretizada do teorema de *Green-Gauss*. A relação (2) representa o valor da variável em cada face do volume da célula a montante.

$$(\nabla\phi)_M = \frac{1}{V} \sum_F \bar{\phi}_F \cdot \vec{A}_F \quad (1) \quad , \quad \bar{\phi}_F = \frac{\phi_M - \phi_J}{2} \quad (2)$$

Por sua vez, os termos difusivos são aproximados através do esquema de *Diferenças Centrais*, abaixo representado pela equação 4.8. Onde o valor dos gradientes respetivos a cada volume, pode ser calculado através das relações acima enunciadas.

$$\phi_F = \frac{(\phi_M + \phi_J)}{2} + \frac{(\nabla\phi_M \cdot \vec{r}_M + \nabla\phi_J \cdot \vec{r}_J)}{2} \quad (4.8)$$

A discretização temporal aplicada às equações governativas, é feita em conjunto com uma técnica de decomposição de modelos matemáticos complexos, conhecida como *operator-splitting technique*. No entanto, nada mais é disponibilizado pela literatura (Solidworks, 2015b) e o algoritmo implícito no método não é abordado nem caracterizado. O solucionamento do acoplamento implícito da pressão-velocidade na equação conservativa da quantidade de movimento, é feita através de métodos de estimativa e correção sucessivas, respeitando o caráter conservativo da equação governativa. O algoritmo utilizado pelo *Flow Simulation* para resolver o acoplamento entre as referidas variáveis é o SIMPLE (*Simple-Implicit Method for Pressure-Linked Equations*) desenvolvido por Patankar e Spalding (Patankar, 1980; Patankar & Spalding, 1972).

O regime de um escoamento pode ser caracterizado por laminar, transitório ou turbulento - associado a diversos fatores -, é definido através do número de Reynolds (Re) que estabelece a razão entre os efeitos convectivos e difusivos implícitos ao escoamento. Para o escoamento em estudo, em regime turbulento (i.e. $Re > 10^5$), está inevitavelmente associado um caráter aleatório e instável, relacionado com as interações entre as propriedades inerciais e viscosas intrínsecas na equação governativa da quantidade de movimento, que impede uma previsão rigorosa do seu comportamento. Este fator leva a que se recorra a valores médios em conjunto com uma componente de flutuação para definir as variáveis de escoamento, na Eq. governativa de Navier-Stokes (4.2) enunciada anteriormente. Com base nisso e por forma a prever a instabilidade no comportamento do fluido, o *Flow Simulation* recorre à média de *Favre* para resolver as equações conservativas de Navier-Stokes, sendo esta uma variação das conhecidas equações de *Reynolds-Average Navier-Stokes (RANS)* para fluido compressível. Começamos por definir o esquema implícito nas equações de *RANS*, considerando uma variável dependente ϕ , decomposta numa componente de valor médio $\tilde{\phi}$ e uma outra de flutuação ϕ'' .

$$\phi = \tilde{\phi} + \phi' \quad (4.9)$$

Onde se define a componente média, através da densidade média ponderada através da equação 4.10. O caráter de variação da densidade para fluido compressível implícita na Eq. (4.10) é que distingue o recurso ao modelo de *Favre* ao invés do de *Reynolds*.

$$\tilde{\phi} = \frac{\overline{\rho\phi}}{\bar{\rho}} \quad , \quad \bar{\rho\phi} \equiv \frac{1}{\Delta t} \int_{t_0}^{t_0+\Delta t} \rho A \cdot dt \quad (4.10)$$

Da aplicação da equação 4.9, que define o caráter de flutuação à variável de interesse, na equação da conservação da quantidade de movimento (Eq. 4.2), surge um novo termo a modelar - o *tensor de Reynolds* (Eq. 4.11) – que define a incógnita da quantidade de movimento adicional transferida devido a efeitos de turbulência, inerentes ao escoamento no regime analisado.

$$(\tau_{ij})_{Turb} = -\rho \cdot \overline{u'_i u'_j} \quad (4.11)$$

4.1.1 Modelo de turbulência *k-Epsilon* ($k-\epsilon$) modificado

Para modelar este novo parâmetro é utilizado pelo *Flow Simulation* um modelo de duas equações, baseado no conceito de viscosidade turbulenta (hipótese de *Boussinesq*). Ambas as equações são resolvidas em separado através de equações de transporte, onde a primeira é representativa da energia cinética turbulenta (k) e a segunda do termo de dissipação viscosa a esta associada (ϵ), formando assim o clássico e robusto modelo de turbulência $k-\epsilon$ (Versteeg & Malalasekera, 1995). O *Flow Simulation* adota porém uma versão modificada do mesmo, com recurso a funções de amortecimento (*Lam-Bremhorst*) para resolver a problemática do escoamento a baixo-Reynolds, especificamente junto às fronteiras sólidas, para melhor prever o efeito da viscosidade laminar na camada limite e respectivas influências na sua vizinhança. O modelo de turbulência $k-\epsilon$ modificado, utilizado pelo *software* para um escoamento homogêneo, aplica-se aos três regimes turbulentos conhecidos e caracteriza-se pelas seguintes relações. Começa-se por descrever o modelo, enunciando as duas equações de transporte adicionais que caracterizam a energia cinética turbulenta e a sua dissipação.

Energia cinética turbulenta:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_{Turb}}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tau_{ij}^R \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \rho \epsilon + \mu_j P_B \quad (4.12)$$

Taxa de dissipação específica:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \epsilon u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\left(\mu + \frac{\mu_{Turb}}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right) + C_{\epsilon 1} \frac{\epsilon}{k} \left(f_1 \tau_{ij}^R \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + C_B \mu_j P_B \right) - f_2 C_{\epsilon 2} \frac{\rho \epsilon^2}{k} \quad (4.13)$$

Relações implícitas:

$$\begin{cases} \tau_{ij} = \mu S_{ij} \\ \tau_{ij}^R = \mu_j S_{ij} - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \end{cases}, \quad S_{ij} = \frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k}$$

A variável P_B representa a produção de turbulência, em consequência das forças gravíticas de flutuação, derivadas da oscilação do valor da densidade do fluido.

$$P_B = -\frac{g_i}{\sigma_B} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial x_j} \quad (4.14)$$

Para se considerar o efeito de amortecimento da viscosidade turbulenta μ_{Turb} nas regiões perto da parede, esta é escrita em função do fator de amortecimento f_μ , que por sua vez está diretamente relacionado com a variação da distância à interface.

$$\mu_{Turb} = f_\mu \cdot \frac{C_\mu \rho k^2}{\epsilon} \quad (4.15)$$

Coefficientes implícitos:

$$C_\mu = 0,09, \quad C_{\epsilon 1} = 1,44, \quad C_{\epsilon 2} = 1,92, \quad \sigma_k = 1, \quad \sigma_\epsilon = 1,3, \quad \sigma_B = 0,9,$$

$$\begin{cases} P_B > 0, & C_B = 1 \\ P_B < 0, & C_B = 0 \end{cases}$$

Por último, apresentam-se as funções de amortecimento de Lam e Bremhorst (f_μ, f_1, f_2) adotadas pelo modelo de turbulência implícito, em função da distância à parede y .

$$f_\mu = (1 - e^{-0,025 Re_y})^2 \cdot 1 + \frac{20,5}{Re_{Turb}}, \quad \begin{cases} Re_y = \frac{\rho \sqrt{k} y}{\mu} \\ Re_{Turb} = \frac{\rho k^2}{\mu \epsilon} \end{cases} \quad (4.16)$$

$$f_1 = 1 + \left(\frac{0,05}{f_\mu}\right)^3, \quad f_2 = 1 - e^{-Re_{Turb}^2} \quad (4.17 \text{ a, b})$$

Note-se que a igualdade $f_\mu = f_1 = f_2 = 1$, simplifica o modelo de turbulência modificado para o modelo de turbulência $k-\epsilon$ original em regiões afastadas da interface. A função f_μ transmite ao modelo, para baixos valores de *Reynolds*, o fator de amortecimento da viscosidade turbulenta junto à parede, ou seja, reduz a sua influência na zona transitória e laminar da camada limite. As restantes funções f_1 e f_2 , influenciam o termo de produção de dissipação e dissipação da dissipação turbulenta respetivamente – inerente na Eq. 4.13 – em função do valor de Re_y , que varia com base nas flutuações da velocidade e na distância à parede (Solidworks, 2015b).

4.1.2 Modelo de parede - *Two-Scale Wall Functions* (2SWF)

Simultaneamente ao modelo de turbulência ($k-\epsilon$) modificado caracterizado anteriormente, o *Flow Simulation* aplica um conjunto de equações de parede (2SWF), como método de previsão da camada limite - inerente a escoamentos viscosos com condição de parede de não deslizamento (em inglês *no slip* ou *real wall*) - em detrimento de uma densificação excessiva da malha para essas regiões. O modelo de parede, admite duas abordagens diferentes e é aplicado consoante a robustez da malha inicial, medida através da comparação entre a distância do centróide da primeira célula à interface (y) e a espessura da camada limite (δ). Esta medida é depois classificada pelo *software* de duas formas:

Thick layer - o centróide da primeira célula de fluido situa-se dentro da camada limite, i.e. $y \leq \delta$;

Thin layer - o centróide da primeira célula de fluido situa-se fora da camada limite, i.e. $y > \delta$;

A abordagem ao primeiro caso, começa por considerar o parâmetro de distância adimensional à parede (y^+) para a primeira célula na interface. O valor deste, deve situar-se numa zona onde o perfil de velocidades possa ser definido com base na *lei logaritmica* (ver Eq. 2.119). No entanto, como o mesmo varia com as condições do escoamento, em específico com a velocidade de fricção (ver Eq. 2.113 b), não pode ser calculado previamente.

Sabe-se à partida que a *lei logarítmica* se pode aplicar para um intervalo de valores do parâmetro y^+ , compreendido entre 30 a 500 (Versteeg & Malalasekera, 1995). No entanto, com base nos resultados experimentais apresentados por Wilcox (Wilcox, 2006), para que a zona da camada limite seja bem resolvida, o valor da distância adimensional de parede à zona de perturbação do escoamento livre – *outer layer* – não deve exceder os 300 (Solidworks, 2015b). Com base nessa condição de referência ($y^+ < 300$) e sem recorrer a uma densificação da interface, o *Flow Simulation* baseia-se nos perfis universais de Van Driest (Van Driest, 1956), para definir toda a camada limite. A utilização do método, visa a interpolação das duas primeiras camadas (i.e. viscosa e logarítmica ou apenas *inner layer* - Fig. 2.65), com recurso a um fator de amortecimento, que faz variar a influência da viscosidade turbulenta para valores próximos da interface, não sendo preciso para isso, resolver a subcamada viscosa da camada limite.

Começa-se por definir o modelo de parede, na zona de perfil logarítmico onde a viscosidade turbulenta é dominante (i.e. $\mu_{Turb} \gg \mu$). Reescreve-se o tensor de corte turbulento enunciado anteriormente pela equação 2.110, em função do gradiente da velocidade média e do comprimento de mistura (l).

$$\tau_{Turb} = -\rho \overline{u'v'} = \rho l^2 \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (4.18)$$

Com base na teoria do comprimento de mistura (Prandtl, 1925 *apud* White, 1991), para a zona de perfil logarítmica, o comprimento de mistura pode ser escrito em função da distância à parede y e do coeficiente de Von Kármán (K). Aplica-se ao tensor turbulento e reescreve-se da seguinte forma:

$$\tau_{Turb} = -\rho \overline{u'v'} = \rho (Ky)^2 \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (4.19)$$

Para representar também a zona da subcamada viscosa, temos de adicionar o tensor laminar ao tensor corte turbulento, para obter desta forma o tensor de corte que define o perfil da camada limite.

$$\tau = \tau_{Lam} + \tau_{Turb} = \mu \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \rho (Ky)^2 \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (4.20)$$

A equação 4.20 representa assim, o tensor de corte ao longo da camada limite para as duas primeiras camadas. No entanto, a mesma carrega consigo um forte carácter turbulento - inerente ao 2º termo à direita da igualdade - e não recria convenientemente o efeito de difusão molecular sentido em zonas mais próximas da parede (i.e. $y^+ < 5$). Como tal, Van Driest, acrescenta ao tensor turbulento um fator de amortecimento exponencial em função da distância à parede. Este fator desenvolvido inicialmente por George Stokes (Stokes, 1851 *apud* Van Driest, 1956), foi utilizado por Van Driest para descrever todo o perfil da camada limite em apenas uma equação (Van Driest, 1956).

$$\tau = \tau_{Lam} + \tau_{Turb} = \mu \cdot \frac{\partial \bar{u}}{\partial y} + \rho (Ky)^2 \left(1 - e^{\left(-\frac{y}{A_v} \right)} \right)^2 \cdot \left(\frac{\partial \bar{u}}{\partial y} \right)^2 \quad (4.21)$$

Para definir o perfil de velocidades, reescreve-se o tensor de corte em função dos parâmetros adimensionais de velocidade e distância à parede (u^+ e y^+), ambos definidos no subcapítulo 2.2.3. Integra-se no intervalo desde a parede $y^+ = 0$ até ao valor efectivo do parâmetro adimensional y^+ medido, considera-se a condição de parede para um gradiente de pressão $\partial p / \partial y$ aproximadamente nulo e uma tensão de corte constante junto da interface, $\tau \approx \tau_w$ (Van Driest, 1956).

$$u^+ = \int_0^{y^+} \frac{2}{1 + \sqrt{1 + 4K^2 y^{+2} \cdot \left(1 - e^{\left(-\frac{y^+}{A_v}\right)^2}\right)^2}} \cdot dy^+ \quad (4.22)$$

Onde $K = 0,4054$ é a constante de Von Kármán e $A_v (\approx 26)$ a constante de Van Driest. Para valores longe da região de parede, onde os efeitos de difusão molecular possam ser desconsiderados (i.e. $\mu_{Turb} \gg \mu$), o tensor de corte da camada limite pode ser simplificado, reescrito em função da velocidade adimensional de parede e a mesma definida pela *lei de logarítmica*.

$$u^+ = \frac{1}{K} \ln y^+ + B \quad (4.23)$$

De igual forma, também as condições fronteira turbulentas - energia cinética turbulenta (k) e a dissipação viscosa turbulenta (ϵ) - dependem da proximidade do centróide da primeira célula à parede. Que para o caso em referência (i.e. *Thick layer*), podem variar consoante o respetivo valor y^+ , em relação ao seu limite de referência para o começo da zona definida pelo perfil logarítmico ($y^+ \approx 30$).

$$\begin{cases} \frac{\partial k}{\partial y} = 0 & \text{e} & \epsilon = \frac{C_\mu^{0,75} k^{1,5}}{Ky} & , & y^+ > 30 \\ k^+ = k^+(y^+) & \text{e} & \epsilon^+ = \epsilon^+(y^+) & , & y^+ \leq 30 \end{cases} \quad (4.24 a, b)$$

Para a última condição enunciada (i.e. $y^+ \leq 30$), o *Flow Simulation* recorre a resultados experimentais obtidos previamente, em função dos parâmetros adimensionais de parede, para camadas limite turbulentas (Lapin, 1982).

A segunda parte do modelo de parede (*2SWF*), é aplicada para uma distância do centróide da primeira célula maior que a espessura da camada limite, i.e. *Thin layer*. A abordagem empregue pelo *Flow Simulation* para esta parte do modelo é um pouco vaga e remete sistematicamente para as diferentes referências em que o *software* se baseia para resolver o fenómeno, não caracterizando ao certo o modelo. De qualquer forma apresenta-se uma síntese do que é disponibilizado em manual (Solidworks, 2015b) pelo mesmo.

O modelo começa por recorrer à teoria da camada limite desenvolvida por Ludwig Prandtl. Esta carrega consigo algumas considerações relevantes - relacionadas com a ação das forças viscosas em escoamentos - de maneira a conseguir simplificar o modelo de Navier–Stokes, tornando-o aplicável na interface onde essas forças são predominantes, constituindo assim, o conjunto de equações para caracterizar o fenómeno da camada limite (Douglas et al., 2005; White, 1994).

O conjunto de equações é em seguida resolvido pelo modelo numérico ao longo das linhas de corrente em torno da zona de influência junto da parede, i.e. integrado no intervalo de distância entre a superfície ($y = 0$) e a espessura da camada limite ($y = \delta$). Para o caso de uma camada limite de carácter laminar, o mesmo recorre ao método de aproximações sucessivas baseado em funções de teste (Ginzburg, 1970). Para uma camada limite de carácter transitório ou turbulento, o *Flow Simulation* recorre à hipótese apresentada por Van Driest (Van Driest, 1956), para amortecimento do comprimento de mistura, em condições de proximidade da parede. No entanto este modelo é o também utilizado para a condição de parede – *Thick layer* – pelo que fica pouco claro, o que diferencia ao certo e em que medida, a precisão de ambos pode ser correlacionada. De igual forma, os parâmetros de turbulência para as condições fronteira do sistema, são determinados em função da distância de parede adimensional y^+ (Eq. 4.24 a).

Por último e como forma de validar a robustez do modelo numérico utilizado, são apresentadas em literatura diversas aproximações desenvolvidas a modelos teóricos e experimentais previamente validados como forma de fundamentar tanto o modelo de turbulência modificado, como o método de resolução de parede i.e. *2SWF*. Esses resultados pode ser consultados em literatura (Solidworks, 2015b, 2015c).

4.1.3 Referencial não inercial

O *Flow Simulation 2015* permite simular modelos rotacionais – global ou localmente - em regime permanente ou transitório. O movimento rotacional, pode ser definido através da equação 4.25, que se considera uma força externa ao sistema e como tal, representado por uma componente da fonte S_i na equação governativa da conservação da quantidade do movimento com a seguinte forma:

$$S_i^{rot} = -2e_{ijk}\omega_j\rho u_k + \rho\omega^2 r_i \quad (4.25)$$

Note-se que a mesma só é aplicada no referencial não inercial (em inglês *moving rotating frame*), sendo que para o resto do domínio considerado, as equações governativas enunciadas anteriormente são resolvidas para um referencial inercial comum. No conjunto das forças fictícias, o primeiro termo da igualdade representa a conhecida força de coriolis e o segundo a força centrípeta, ambas implícitas em referenciais não inerciais. No somatório de forças a variável e_{ijk} - símbolo de *Levi-Civita* – representa um operador matemático para o cálculo vetorial em três dimensões, ω a velocidade angular, u a velocidade relativa ao referencial não inercial e r o vetor direcção do ponto de interesse ao eixo de rotação. O conceito de *moving reference frame* (MRF) é bastante utilizado em análise CFD, como método de previsão do comportamento de um escoamento induzido por um componente rotacional de geometria variada, i.e. ventilador. A metodologia basea-se em definir a zona de rotação, “envolvendo” o componente implícito num sólido de revolução axissimétrico – em relação ao próprio eixo de rotação – com referencial próprio. A figura 4.1 ilustra um modelo rotacional comum, onde o domínio interno é decomposto em duas partes, a rotacional - MRF representado a azul - e o estacionário.

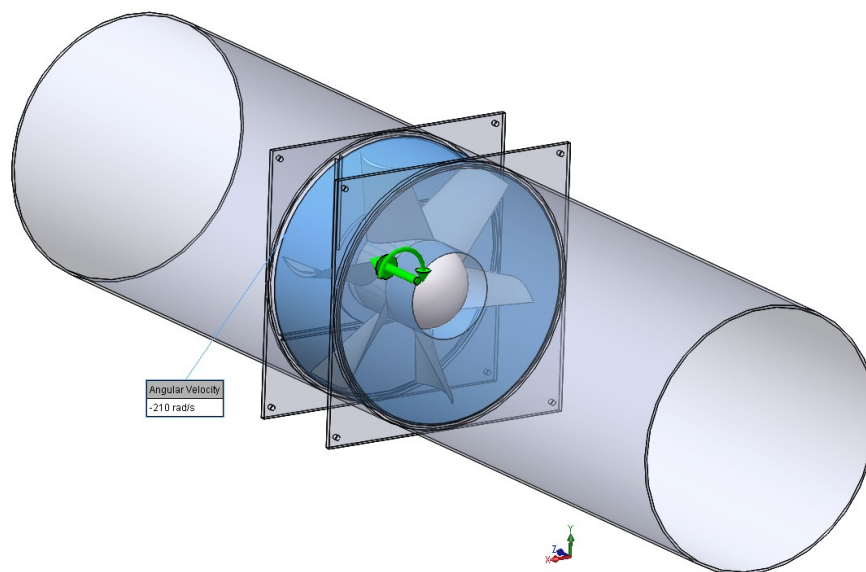


Figura 4.1 – Modelo exemplificativo do sólido de revolução (a azul), em torno do componente rotacional no domínio.

A condição fronteira interna para resolver a interface entre o sólido de revolução rotacional e o meio estacionário, é definida pelo utilizador em função da dependência geométrica existente. Isto é, caso o fator geométrico inerente à vizinhança próxima do componente rotacional tenha uma forte influência no desenvolvimento do fenómeno (e.g. ventilador do tipo siroco) é relevante que a mesma seja calculada convenientemente. O *Flow Simulation 2015* disponibiliza dois tipos de condição fronteira interna a nível local para a previsão do movimento rotacional: *averaging* e *sliding*, estando a segunda associada a regimes transitórios e naturalmente mais instáveis. O regime permanente e a condição fronteira interna do tipo “*averaging*” foram os parâmetros definidos para a resolução do modelo rotacional. A técnica de resolução inerente a esta condição consiste em dividir o sólido de revolução, na sua totalidade em parciais de igual espessura (anéis) cuja influência, leia-se transferência de valores, na fronteira entre os diferentes meios – estacionário e rotacional - para as variáveis de interesse, é feita através de condições de fronteira internas particulares (definidas para estas regiões pelo *Flow Simulation*) impostas às células adjacentes nessa região, de igual forma ao longo da curvatura de cada anel de revolução. O cálculo é feito com recurso a processos iterativos, por forma a encontrar uma convergência de valores no domínio envolvente (Solidworks, 2015a). A figura 4.2 ilustra a decomposição do sólido de revolução descrita.

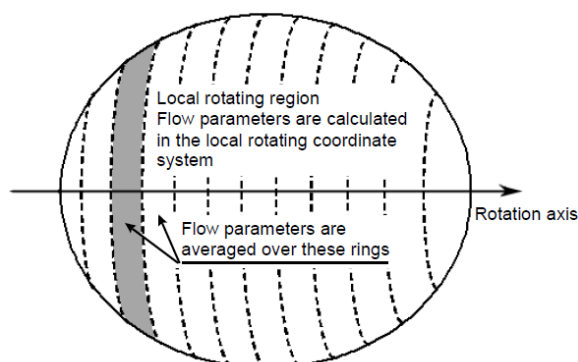


Figura 4.2 – Representação esquemática de um sólido de revolução decomposto em anéis inerente à condição fronteira interna “*averaging*”(Solidworks, 2015a).

4.1.4 Topologia da malha

A topologia da malha computacional gerada e disponibilizada pelo *Flow Simulation*, é ortogonal não-estruturada. As células que a constituem adquirem a forma prismal retangular com as suas faces ortogonais em relação ao sistema de eixos cartesiano adotado pela problemática. A maior limitação deste tipo de malhas é a sua resolução junto a fronteiras geometricamente irregulares ou complexas, como tal, o *software* adota uma metodologia de aproximação local apropriada, com refinamento (i.e. aumento da densidade da malha), da malha principal a rácio constante (1:2) entre células até à fronteira na interface sólida – fluido.

O nível de refinamento básico pode ser feito a nível local, ou global no domínio em análise, sendo que ao último está associado um incremento considerável no peso da malha gerada. O nível de refinamento é avançado pela condição 2^N e imposto pelo parâmetro N (compreendido entre 0 e 9) requerido pela simulação - automática ou manualmente - para o alcance de determinada precisão numérica na fronteira. Esta condição, especifica o menor tamanho pretendido para as células junto à interface sólida – fluido, em relação ao valor de referência, estabelecido em primeira instância para a malha inicial. Para o exemplo ilustrado na figura 4.3, o nível escolhido de refinamento foi de $N = 4$ e como tal, em respeito à condição enunciada, a mesma impõe que o volume da menor célula seja 16 vezes inferior em cada

direção, ao da célula principal ou de referência, i.e. longe da interface. Note-se que o rácio entre níveis de refinamento se mantém constante com valor de 1:2 ao longo do processo.

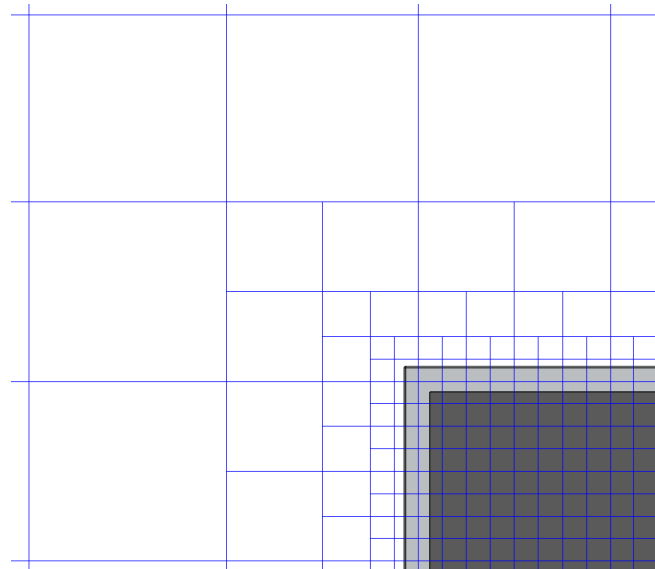


Figura 4.3 – Vista aproximada no vértice de um atenuador de uma malha com nível de refinamento global de $N=4$.

É na interface sólido – fluido que a solução numérica se torna mais complexa pois como referido, esta é a zona crítica para adaptação de uma malha cartesiana retangular ortogonal não-estruturada. Para resolver a problemática inerente à malha em zonas de fronteira mais complexa (e.g. superfície curva), o modelo adapta a superfície com uma aproximação geométrica por uma série de polígonos. As novas superfícies, dividem o volume inicial de formato paralelepipedal, transformando-o em volumes inferiores de formato poliedral (ver Fig. 4.4). Estas novas células são agora *parciais* (em inglês *partial cell*), visto que depois de cada divisão, cria-se um novo volume de controle (VC). A cada novo VC, corresponde um e só um estado físico, veja-se o exemplo representado na figura 4.4, onde os pontos negros - referência para a aplicação do conjunto de equações de parede (*2SWF*) - representam os respetivos centróides. O método de abordagem - *Immersed Boundary (IB)* – evita geometrias complexas nas células de cortorno, prescinde de uma elevada densidade de malha para definir as regiões complexas, reduz o tempo e custo computacional na criação da malha, bem como na resolução da problemática (Solidworks, 2015a).

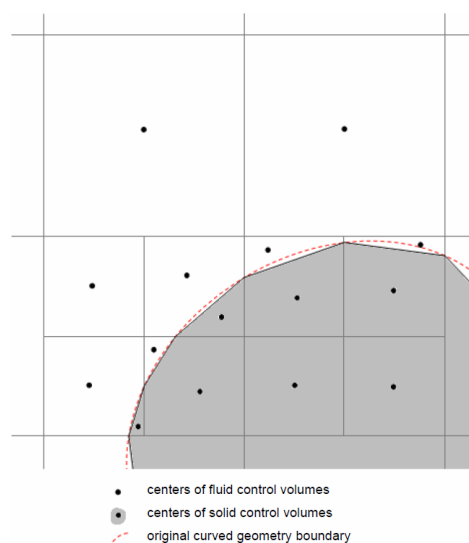


Figura 4.4 – Abordagem para a discretização de uma superfície curvilínea (Solidworks, 2015c).

Dependendo da geometria local que se pretende resolver, existem outras opções de refinamento mais específicas que podem ser utilizadas. Estas vão de encontro à complexidade ou tipo de geometria abordada, das demais, destaca-se o caso das superfícies curvas, bastante presente em diversas partes dos componentes ensaiados, e.g. geometrias das pás do ventilador. Para que a medida de perdas dinâmicas intrínseca ao fenómeno analisado, seja bem quantificada, é imperativa a compreensão do processo de criação de malha em torno de geometrias complexas. Estas, tanto relativas à resolução geométrica intrínseca ao ventilador - mais especificamente no perfil das pás (i.e. alar) - como também dos perfis no bordo de ataque, nas novas configurações propostas para os atenuadores. Para este último, apresenta-se um exemplo do processo de refinamento. O mesmo consiste na criação de duas malhas idênticas, apenas com especificações de refinamento a nível local diferente. Como tal, escolheu-se um atenuador dissipativo – ilustrado na Fig. (4.5) - semelhante ao utilizado durante o ensaio experimental, com o bordo de ataque arredondado ($r = 50 \text{ mm}$), no qual foi especificado para a zona em destaque na mesma figura, uma condição de refinamento local para superfícies de perfil curvilíneo.

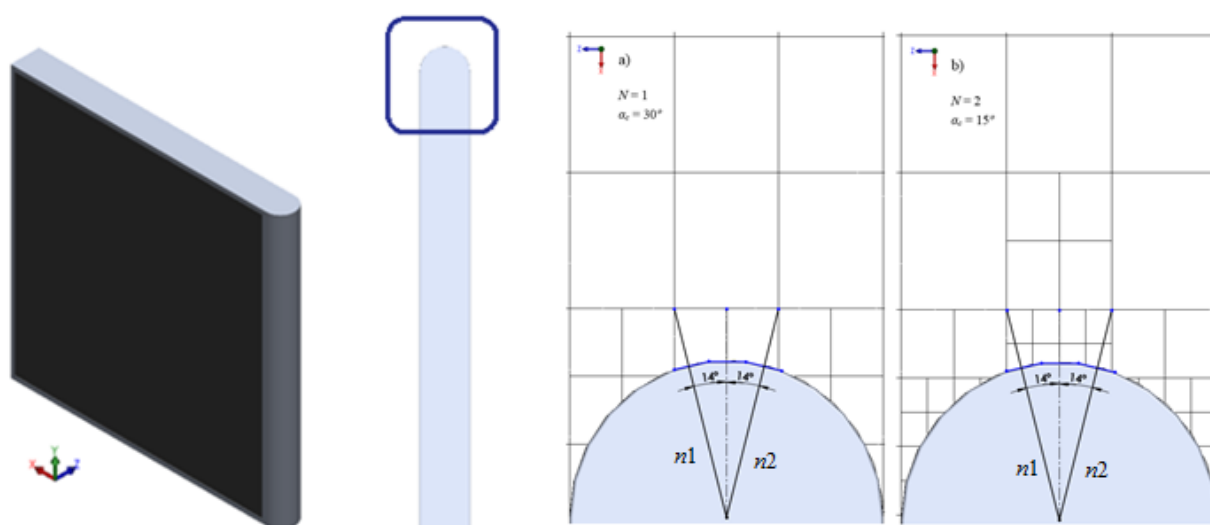


Figura 4.5 – Vista isométrica e de topo de um atenuador de perfil retangular com bordo de ataque arredondado (à esquerda) e malha criada para a mesma região com diferentes especificações (à direita).

A especificação local da malha, consiste na seleção de dois critérios que servem como valores de referência para o grau de detalhe, leia-se dimensão da menor célula, pretendido na interface. Ambos funcionam em conjunto, onde o primeiro critério - *critério de refinamento de curvatura* (α_c) – relaciona-se com a imposição de um ângulo máximo medido entre vetores normais à superfície – sugere-se a analogia com $n1$ e $n2$ da Fig. (4.6.) – que a não ser cumprido, faz o sistema proceder à divisão da malha nessa região, com base no nível de refinamento estabelecido pelo segundo critério. Este, idêntico ao já caracterizado inicialmente e tem que ver com o nível de refinamento imposto para a menor célula na interface, mas desta feita, apenas a nível local, i.e. superfície curvilínea.

Outra ferramenta importante, ainda relacionada com o método de discretização do domínio, tem que ver com o processo corretivo global ou local de refinamento automático (doravante chamado apenas *refinement*), aplicado à malha inicial em determinado instante de tempo ou iterativo ao longo do cálculo. Esta ferramenta atua em locais onde se manifeste a ocorrência de fenómenos turbulentos (e.g. separação da camada limite) ou de elevada interação na interface (e.g. transferência de calor) que careçam de um maior número de pontos, para garantir a convergência do resultado. A ferramenta apresenta-se bastante importante e é amplamente utilizada no desenvolvimento de todo o modelo numérico, pois evita uma densificação excessiva da malha inicial em regiões pouco relevantes na convergência de resultados.

O critério pelo qual se procede à divisão da célula em zonas de maior interação – também determinada pelo nível de parâmetro N específico para esta ferramenta - rege-se por uma condição que considera parâmetros indicativos (C) relativos às variáveis conservativas (x) no escoamento (e.g. massa). Estes, localizam zonas no domínio discretizado, onde o erro de truncatura local (em inglês *local truncation error* – LTE) – erro resultante da aproximação no espaço e no tempo do modelo matemático pelo método numérico utilizado - obtido durante o processamento de cálculo para a malha inicial, possa apresentar valores superiores aos parâmetros pré-estabelecidos ou de referência (E_{split}). Caso a condição implícita na equação 4.26 se verifique, a ferramenta no passo de tempo ou de cálculo (número de iterações) escolhido, procede com a divisão dessas células – com base no parâmetro N definido - por forma a diminuir o erro calculado e aproximar a convergência da simulação (Solidworks, 2015a; Flow Simulation 2015 User's Guide).

$$C_x > E_{split}^x \quad (4.26)$$

O incremento no número de células gerado será limitado para cada fase do processo de refinamento, pois o mesmo, quando aplicado é irreversível e pode aumentar consideravelmente o peso computacional da “nova” malha gerada. Note-se que para os parâmetros de referência (E_{split}), não é explicado como podem ser alterados ou que valores admitem, pelo que serão usados os pré-estabelecidos pelo *Flow Simulation*.

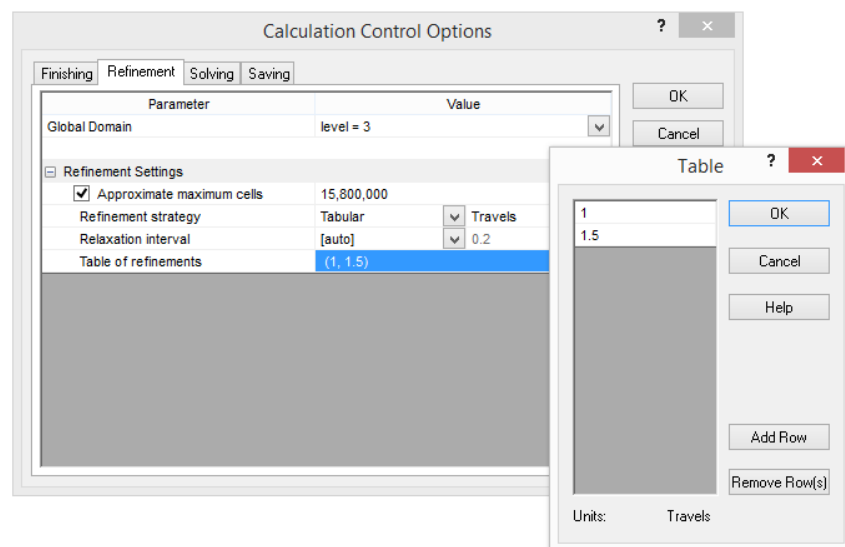


Figura 4.6 – Configuração da interface gráfica do comando de “refinement” utilizado no escoamento entre placas.

Por analogia ao exercício desenvolvido para a aplicação de refinamento de malha em superfícies complexas, fez-se um outro ensaio para se demonstrar na prática o funcionamento da ferramenta *refinement*. Neste caso, teve-se em consideração a real importância da medida de perdas por fricção, resultante da interação entre o escoamento e o material fibroso. Pretende-se então, capturar o fenómeno de camada limite através de uma malha de baixa densidade, para uma condição de parede real (i.e. sem deslizamento), num simples escoamento interno em regime permanente, bidimensional entre placas – ver figura 4.7. Para as condições fronteira de entrada e de saída foram seleccionadas velocidade uniforme (5 m/s) e pressão estática ($1,01325 \times 10^5 Pa$) respetivamente. Para a base do modelo, foi criada uma divisão (i.e. *split line*) com diferentes condições de parede, de forma a ser perceptível a origem do fenómeno de camada limite. Foram então escolhidas para o topo e princípio da placa base condições de parede ideais (i.e. deslizamento - *ideal wall*) e para a restante base – dividida pela *split line* - condições

reais de parede (i.e. *real wall*) com rugosidade definida ($900\ \mu\text{m}$). Na fase de construção da malha inicial, não foi especificada a opção para o refinamento local da base rugosa, pois pretendia-se que a ferramenta (*refinement*) capturasse por si, a interação entre o escoamento e a mesma - com base nos critérios descritos - para posteriormente proceder ao refinamento automático do modelo em dois instantes diferentes, para assim resolver o fenómeno turbulento implícito (os parâmetros escolhidos para o modelo, estão representados pela interface gráfica da ferramenta ilustrados na figura 4.6).

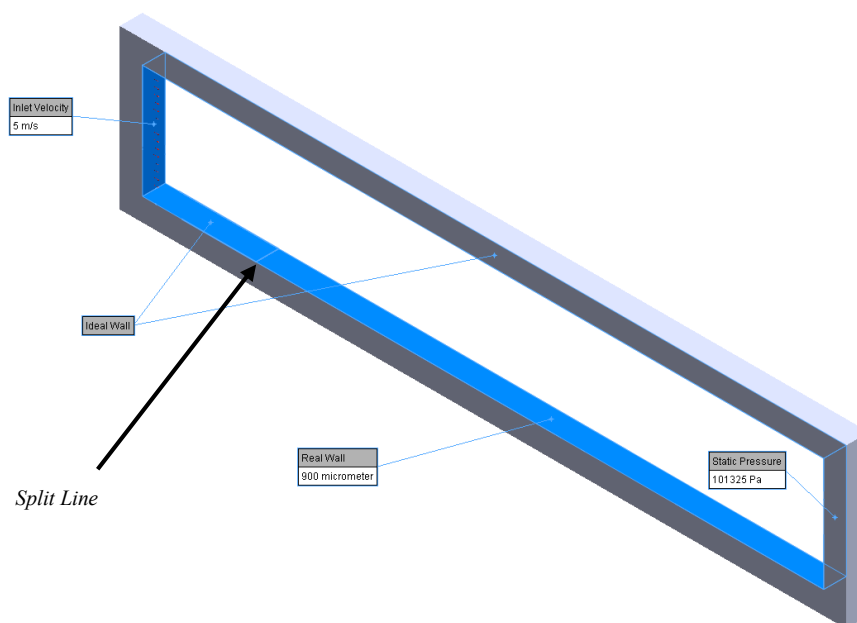


Figura 4.7 – Modelo utilizado para simular um escoamento uniforme bidimensional entre placas.

Como ilustra a figura 4.8, é notória a ação da ferramenta durante o processo de cálculo. Onde para a zona turbulenta – sobre a base rugosa - houve uma clara densificação da malha, tanto no número de células parciais (i.e. *partial cell*) como de células na sua vizinhança (i.e. *fluid cell*).

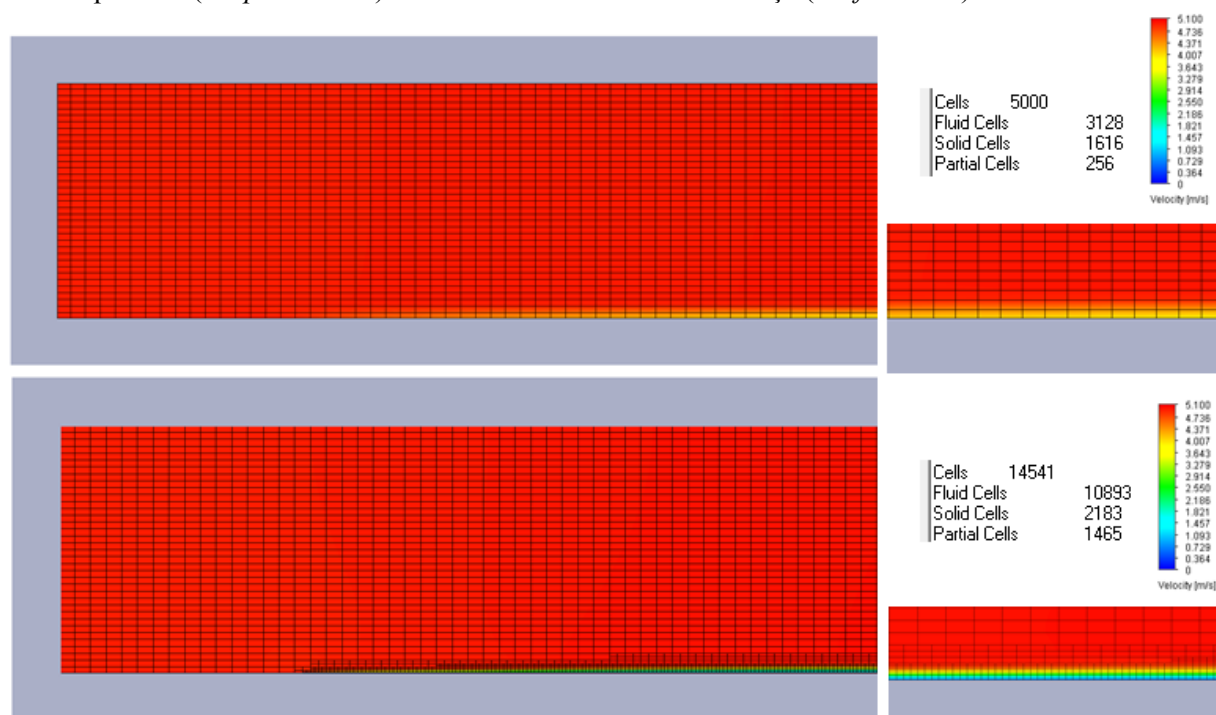


Figura 4.8 – Vista aproximada do modelo numérico ensaiado – sem (em cima) e com (em baixo) “refinement”- para resolver a interface com condição real específica.

4.1.5 Condições fronteira

A especificação das condições fronteira, estabelece a base sólida do modelo numérico para a resolução da problemática inerente. É um dos pontos mais importantes na fase de preparação do ensaio e requer do operador algum conhecimento da respetiva envolvente teórica. Aqui são definidas as propriedades do escoamento nas fronteiras geométricas do domínio (i.e. entrada, saída e interface sólido-fluido), estas irão caracterizar o comportamento do mesmo, ao longo da respetiva interação com o meio. Repare-se que todo o modelo numérico, é desenvolvido como sendo um sistema adiabático e portanto, os parâmetros termodinâmicos implícitos ao escoamento são definidos para condições fixas ao longo do desenvolvimento de todo o modelo numérico - $p_{atm} = 101325 \text{ Pa}$ e $T = 291,15 \text{ K}$.

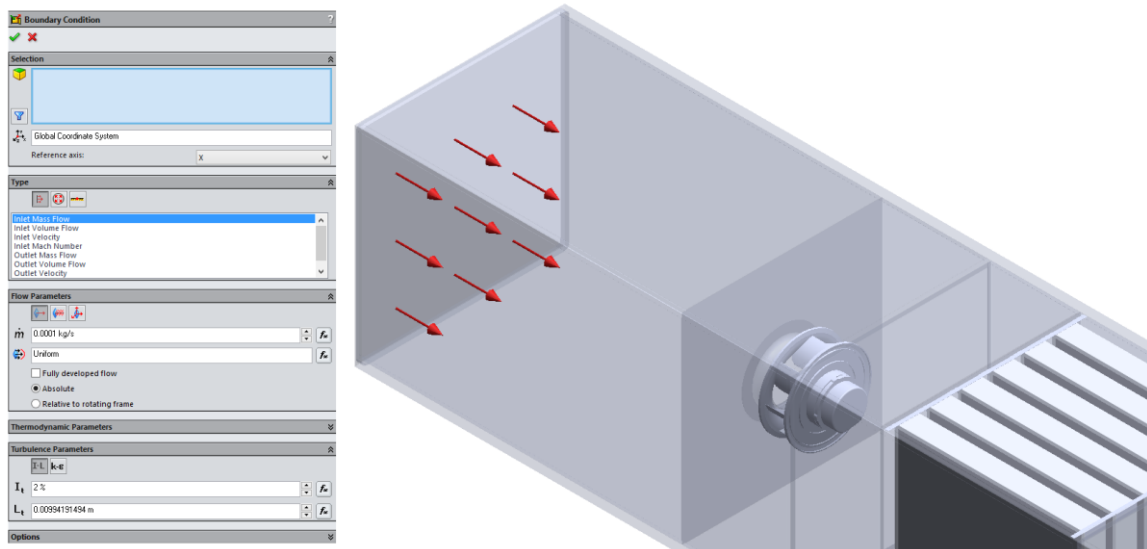


Figura 4.9 – Interface gráfica para especificação de condições fronteira.

- Condições fronteira de entrada e de saída:

Aqui são caracterizadas as propriedades físicas do escoamento implícito, tanto à entrada como à saída do domínio. As propriedades admitidas ao escoamento podem variar entre velocidade, caudal mássico, ou caudal volúmico, sendo que para estas existe a possibilidade de as caracterizar com diferentes (as)simetrias de perfil, tanto para curvas específicas como para as mais recorrentes em mecânica dos fluidos, e.g. perfil completamente desenvolvido. Em termos de distribuição uniforme, outra propriedade admitida é a variável de pressão estática, total, ou atmosférica, sendo que a última deve ser interpretada como pressão total à entrada e estática à saída.

- Condições de parede:

Na interface e tratando-se de um sistema adiabático, apenas serão definidas as condições de parede relativas às condições de deslizamento. Estas poderão variar entre superfícies ideais ou reais, sendo que para esta, quando definida, será especificado o respetivo valor da rugosidade absoluta implícita - obtido em literatura (ASHRAE, 2009; Bies & Hansen, 2009, p. 476). Note-se que sempre que nada for dito acerca deste ponto, se admite condições fronteira para superfície ideal, i.e. com deslizamento.

- Parâmetros de turbulência:

Os parâmetros de turbulência são parte integrante das condições fronteira de entrada e de saída, no entanto merecem uma abordagem mais cuidadosa devido ao conjunto de variáveis intrínsecas às mesmas. Estes parâmetros caracterizam igualmente o escoamento nas suas condições fronteiras e devem ser inseridos em função das variáveis por este transportado, tanto para escoamentos internos como externos. O primeiro parâmetro a ser caracterizado é a intensidade de turbulência (I_{Turb}), define-se pela raiz quadrada do valor médio da flutuação da velocidade em relação à média da velocidade. Este parâmetro mede a intensidade do fenómeno turbulento intrínseco ao escoamento e varia a sua magnitude conforme o tipo analisado. Para escoamentos internos o intervalo situa-se entre 1% (pouco turbulento), até valores superiores a 10%, (muito turbulento). Salienta-se o caso específico de escoamentos internos em sistemas de ventilação onde os valores se situam na primeira metade do intervalo referido. Em escoamentos externos a intensidade turbulenta é bastante baixa, rondando valores abaixo dos 1% (FLUENT, 2003; Online, 2012; Versteeg & Malalasekera, 1995).

$$I_{Turb} \equiv \frac{u'}{\bar{u}} = 0,16 \cdot (Re_{D_{hidr.}})^{-1/8} \quad (\%) \quad (4.27)$$

A escala de comprimento da mistura turbulenta, é a quantidade física que representa a dimensão das grandes recirculações existentes em escoamentos turbulentos. Para escoamentos internos em conduta, o seu valor está inevitavelmente restringido pela dimensão da conduta e como tal, define-se na equação 4.28 através da escala de comprimento aproximado em relação a esta.

$$l_{Turb} = 0,07L \quad (m) \quad (4.28)$$

Em que L é a grandeza física de carácter geométrico que estabelece a base escalar. Para escoamentos internos completamente desenvolvidos em conduta não circular, este parâmetro deve ser substituído pelo diâmetro hidráulico equivalente $D_{hidr.}$ (Versteeg & Malalasekera, 1995). Os dois últimos parâmetros, já caracterizados anteriormente no modelo de turbulência, são a energia cinética turbulenta e a dissipação viscosa respetivamente e podem ser definidos da seguinte forma:

$$k = \frac{3}{2} \cdot (\bar{u} \cdot I_t)^2 \quad (J/kg) \quad (4.29)$$

$$\epsilon = C_\mu^{3/4} \cdot \frac{k^{3/2}}{I_t} \quad (W/kg) \quad (4.30)$$

Em que C_μ (0,09) é uma constante empírica específica, já definida no modelo de turbulência utilizado pelo *Flow Simulation*. Durante o desenvolvimento do modelo numérico, serão alternadas as diversas condições fronteira utilizadas. Como tal, sempre que houver mudança de condições fronteira entre modelo, a mesma será convenientemente especificada.

4.2 Metodologia numérica

É pretendida a otimização de um modelo de estudo simples à componente aerodinâmica dos atenuadores dissipativos, como metodologia eficaz de aproximação à previsão do impacto energético derivado da sua utilização num processo de tratamento de ar.

É expectável que o modelo desenvolvido seja capaz de prever para os diversos pontos de funcionamento, leia-se para diversos valores de caudal, em diferentes configurações, a medida da perda de carga efetiva, e portanto, o seu tempo de processamento e preparação não deve ser elevado. Contudo, sabe-se que o resultado obtido e o seu grau de precisão estão inevitavelmente relacionados com o tipo e densidade de malha construída para a problemática. O modelo numérico discretizado é aplicado em cada volume de controle (i.e. célula) presente no domínio e como tal, quanto maior o seu número, menor será o erro implícito resultante da aproximação numérica realizada. No entanto, esta afirmação não é incondicionalmente verdadeira, visto que para algoritmos que recorram a funções de parede - como é o caso do modelo adaptado - é expectável que o centróide da primeira célula se situe afastado da fronteira sólido - fluido, nomeadamente na zona de perfil logarítmico ($y^+ \geq 30$). Uma densificação de malha na interface, para além de aumentar desnecessariamente o custo computacional (tempo de processamento), pode também prejudicar a autenticidade dos resultados obtidos (CFD Online, 2012; Shengwei, 2011). Para se preservar a qualidade dos mesmos, será utilizada a equação (Eq. 2.115 *b*) para o cálculo da variável adimensional de distância à parede em função do valor da tensão de corte na interface (Versteeg & Malalasekera, 1995). Por último, recorre-se a um processo de convergência numérico, com o objetivo de se obter uma solução independente da malha utilizada, mediante a sucessiva densificação da malha inicial, ou seja, quando a um incremento no número de elementos da malha corresponder uma diferença de resultados - relativamente aos anteriores - com uma ordem de grandeza desprezável. Assim é possível assumir-se um domínio discretizado suportável e eficaz tanto pelo modelo numérico que se pretende desenvolver, como pelo custo computacional associado.

A metodologia utilizada é semelhante à descrita para o modelo experimental e começa por analisar as perdas por fricção implícitas na redução de comprimento dos atenuadores e consequente diminuição do valor da área relativa ao material fibroso. Em seguida desenvolvem-se os perfis aerodinâmicos que foram sugeridos ao modelo experimental, analisa-se as perdas dinâmicas implícitas aos mesmos e compara-se os resultados obtidos em ambos os modelos.

Esta primeira abordagem à problemática começou por simplificar o domínio geométrico, através do isolamento da secção acústica – ilustrado na figura 4.10 - do modelo original (i.e. UTA) representado pelas figuras 3.1 e 3.2. No entanto, devido ao tamanho do modelo isolado, ao número de pontos de funcionamento que se pretende analisar, bem como ao número de configurações de atenuadores com diferentes perfis aerodinâmicos, não seria eficaz aplicar este tipo de metodologia ao mesmo. Desta forma, o processo de simplificação do modelo experimental considerou mais uma etapa de maneira a conseguir diminuir o tempo de cálculo implícito à metodologia de ensaio e procedeu a uma analogia do modelo tridimensional (3D) para um modelo bidimensional (2D) – representada a roxo na Figura (4.10). Em CFD é uma prática comum para modelos que apresentem simetrias e formas geométricas pouco complexas, pois este tipo de simplificações, para além de diminuir consideravelmente o tempo de processamento, permite obter resultados bastante fiáveis devido à possibilidade de aumentar o número

de pontos de cálculo em todo o domínio numérico sem o tornar insolucionável (Shengwei, 2011). Salienta-se que a simplificação descrita, irá retirar ao modelo algumas das zonas desfavoráveis ao escoamento que contribuem diretamente para o valor de perda de carga efetiva, e como tal é esperado que os resultados daqui provenientes ainda que se desenvolvam sobre a mesma tendência sejam mais conservativos, apresentado-se com menor magnitude em cada ponto de funcionamento.

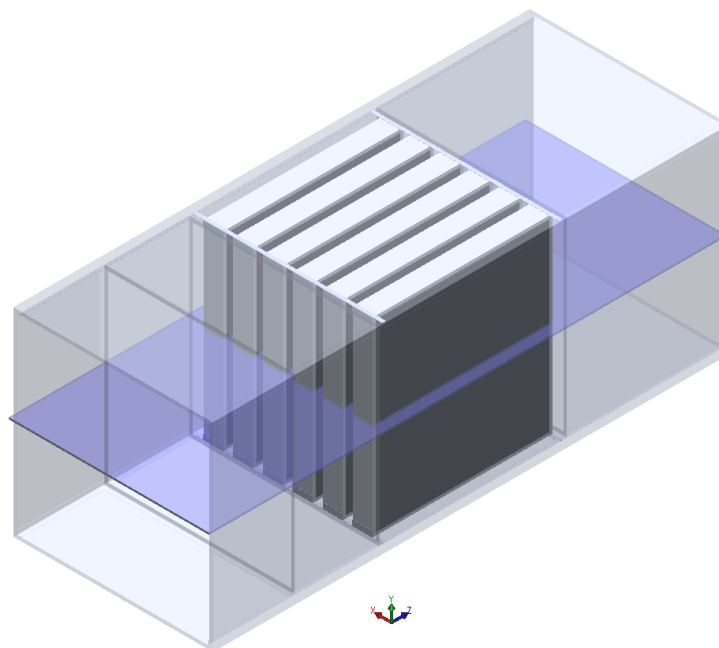


Figura 4.10 – Isométrica da secção acústica isolada do modelo experimental, com a representação do plano bidimensional a roxo.

Com base neste fator e posteriormente à análise bidimensional foram escolhidas três configurações diferentes de atenuadores e procedeu-se à respetiva validação das mesmas através do recurso a um modelo tridimensional.

É importante referir o facto do perfil do escoamento implícito no modelo numérico ser admitido para os próximos ensaios como uniforme e não desenvolvido com exceção ao modelo rotacional. Esta consideração carrega consigo o primeiro erro no processo de aproximação do modelo numérico ao experimental, pois é sabido da literatura (AMCA, 2007; ASHRAE, 2008) que a distância necessária para que esta consideração não afete os resultados obtidos, não seja inferior a cinco diâmetros de secção (para perfis não circulares subentende-se diâmetro equivalente), o que no modelo experimental é o correspondente a uma distância mínima de aproximadamente cinco metros - que efetivamente não é cumprida. Para o modelo numérico bidimensional (representado na figura 4.13) foi definida uma distância dos atenuadores à entrada e à saída igual a dois e cinco diâmetros equivalentes respetivamente para que não haja influência das condições fronteira no objeto de estudo. Todas as restantes medidas de interesse já apresentadas pela figura 3.11, serão mantidas em coerência com o modelo experimental. Por fim, recorre-se a um modelo rotacional na tentativa de validar o ventilador utilizado durante o ensaio experimental. Aqui é pretendido recriar o perfil de velocidades a montante da secção acústica implícito no escoamento induzido por um ventilador do tipo centrífugo. Esta etapa tem como objetivo a caracterização deste perfil e respetiva comparação com o normalmente considerado (i.e. completamente desenvolvido ou uniforme) para efeitos de dimensionamento tanto de atenuadores como dos restantes componentes presentes em UTA.

Em modelação numérica os erros inerentes à utilização deste recurso acabam por apresentar uma importância relevante no resultado obtido. O erro final medido para uma determinada variável pode ser decomposto em três parciais: de aproximação; de iteração; de discretização. O primeiro é relativo à precisão numérica intrínseca ao computador utilizado na representação algébrica, leia-se no número de algarismos significativos, definidos para a representação do valor de interesse. O segundo deriva do processo iterativo implícito ao método de cálculo utilizado. Por último e de todos o que maior relevância apresenta no resultado final, é o erro de discretização, subentendido já durante a caracterização da malha e do algoritmo, este deriva do processo aproximação das equações governativas a algébricas lineares no domínio discretizado e varia - como referido anteriormente - consoante a qualidade da malha utilizada.

Ainda que na presente dissertação não seja apresentada qualquer estimativa ao erro obtido através da aproximação do método numérico ao experimental, sendo que o mesmo ficará limitado apenas por uma comparação direta de resultados. Durante o desenvolvimento do modelo de forma a diminuir o erro associado, em cada simulação foram impostos objetivos (no *Flow Simulation - goals*) utilizados para a convergência do resultado final com critérios apertados nos parâmetros de interesse (e.g. pressão total).

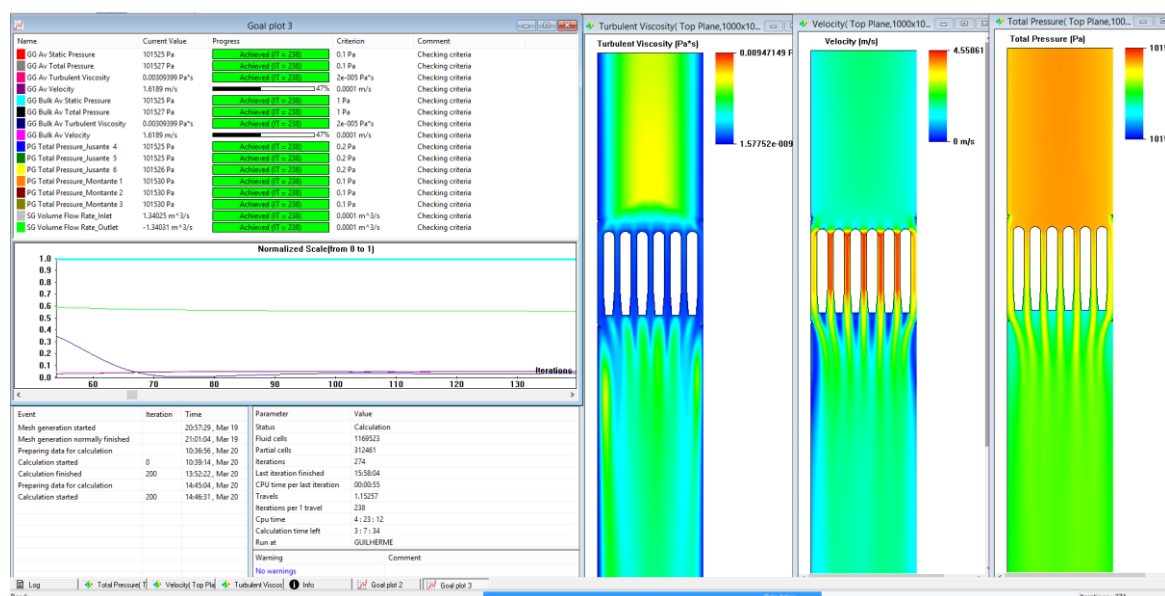


Figura 4.11 – Interface gráfica da ferramenta de cálculo (solver) do Flow Simulation para monitorização e controle do processo de convergência numérico.

Ao longo do desenvolvimento do modelo numérico são consideradas para algumas das variáveis de interesse, os valores apresentados pela tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Valores das propriedades genéricas do modelo numérico.

Propriedades do escoamento		Propriedades da parede	
Fluido	Ar	Rugosidade absoluta (mm)	
Densidade (Kg.m ⁻³)	1,21	Material fibroso - Lã de rocha	0,9
Viscosidade cinemática (m ² .s ⁻¹)	1,50×10 ⁻⁵	Perfil dos atenuadores e Conduita - Aço galvanizado	0,15
Regime	Estacionário	Módulo Acústico - Revestimento interior em alumínio	0,05

4.2.1 Modelo bidimensional

O modelo bidimensional considera o plano representado pela figura 4.10 para cada configuração de atenuadores ensaiada, onde em cada uma, de forma a manter coerência com o modelo experimental, são utilizados os mesmo seis pontos de funcionamento já enunciados e representados pela tabela 3.2., aqui convertidos em velocidade absoluta considerando a área de secção da conduta (0.912025 m^2).

Tabela 4.2 – Pontos de funcionamento utilizados no modelo numérico bidimensional.

Ponto de Funcionamento	Velocidade (m/s)
P_1	0,92
P_2	1,10
P_3	1,28
P_4	1,47
P_5	1,65
P_6	1,83

As dimensões base da configuração retangular de 700mm estão representadas na figura 4.12, as mesmas serão mantidas ao longo de todo o ensaio numérico e tomadas como referência para o cálculo total do comprimento dos atenuadores na altura do respetivo acoplamento dos perfis aerodinâmicos no bordo de ataque e no de fuga – conforme a configuração utilizada. Exceção feita para o perfil C150, que fará o conjunto de atenuadores avançar ligeiramente ($2,5\text{mm}$) na secção (em direção à entrada). Repare-se que em destaque na figura 4.12, está uma característica geométrica particular do módulo onde está instalada a secção acústica e que se apresenta desfavorável ao escoamento, como será perceptível ao longo do desenvolvimento do presente subcapítulo através das diversas ilustrações apresentadas.

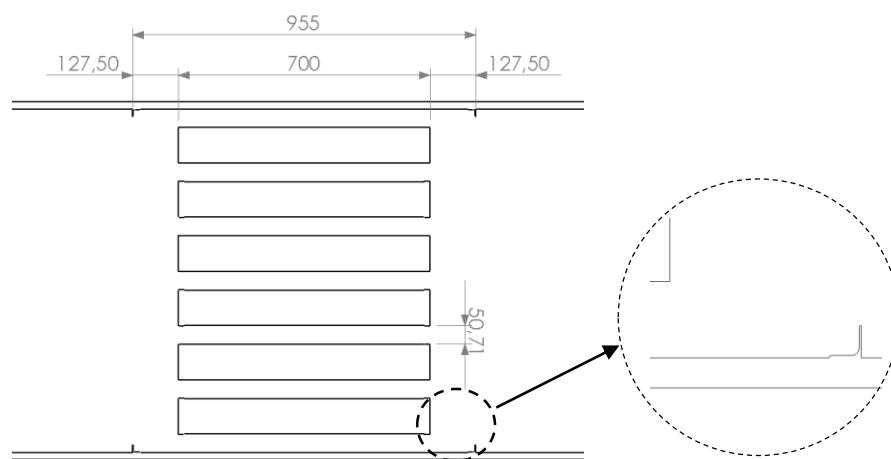


Figura 4.12 – Vista de cima do modelo bidimensional aproximada à secção acústica com as medidas de referência para o estudo dos perfis aerodinâmicos.

Como referido, a primeira abordagem começa por analisar e aproximar a resposta do modelo numérico aos resultados obtidos experimentalmente, para as duas configurações de atenuadores de perfil retangular com 900mm e 700mm de comprimento. São consideradas as condições fronteira apresentadas na tabela 4.3 em conjunto com a condição de parede real (i.e. sem deslizamento) com os respetivos valores de rugosidade absoluta para cada tipo de material enunciados pela a tabela 4.1.

Tabela 4.3 – Condições fronteira utilizadas para o modelo bidimensional.

Condições Fronteira					
Condição de Entrada - Variável	Condição de Saída – Fixa	Parâmetros de turbulência			
Velocidade (m/s)	Pressão Total (Pa)	I_{Turb} (%)	l_{Turb} (m)	ϵ (J/kg)	k (J/kg)
Valores da tabela 4.2	101525	4	0.07	0,01	0,01

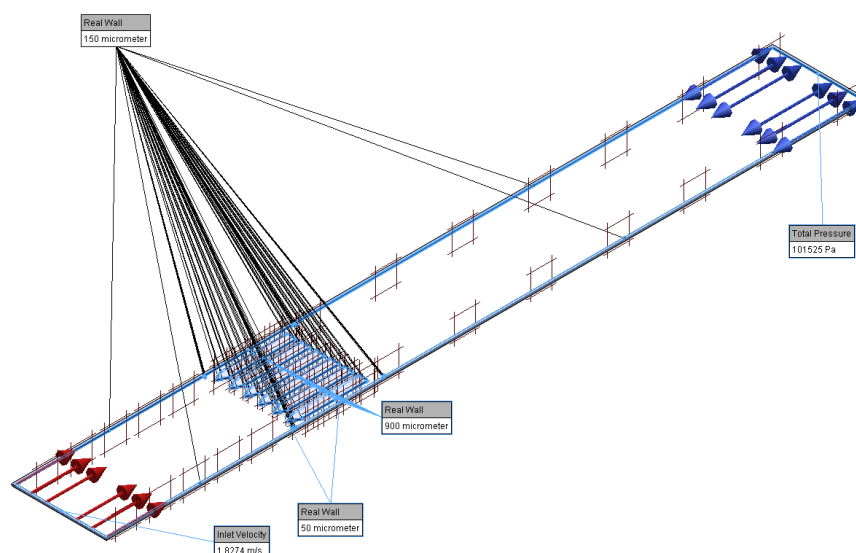


Figura 4.13 – Exemplo da preparação do modelo bidimensional com as respectivas condições fronteira.

Os valores numéricos⁸ de interesse considerados para a resolução do modelo estão sintetizados na tabela 4.4 para a configuração retangular simples de 900mm no ponto de funcionamento P_I (semelhante aos restantes pontos de funcionamento). Para a configuração retangular simples de 700mm os valores numéricos, ainda que com as mesmas condições de ensaio selecionadas – malha e condições fronteira – diferem ligeiramente da configuração anterior devido à redução de comprimento e consequente número de células nessa região de interface, no entanto a apresentação dos mesmos nada acrescenta ao conteúdo do ensaio e como tal não serão enunciados.

Subentende-se que a apresentação de valores diferentes para a malha inicial e final está relacionado com a utilização da ferramenta de densificação de malha (i.e. *refinement*) no decorrer do cálculo, pelo que é suposto um aumento no valor do número de células no decorrer do mesmo. Apresenta-se em anexo (B) um relatório completo de um ensaio para um ponto de funcionamento do modelo bidimensional.

Tabela 4.4 – Valores numéricos relativos à simulação bidimensional da configuração de atenuadores de 900mm com perfil retangular simples num ponto de funcionamento do modelo.

Ponto de Funcionamento	Malha Inicial	Malha Final	Tempo de cálculo (s)	Tempo médio por iteração (s)	Nº de Iterações
P_I	200×10^3	540×10^3	17146	9.98	1718

⁸ No desenvolvimento de todo o modelo numérico, recorreu-se ao suporte computacional físico com a seguinte configuração: Processador AMD FX (9370) - 8 Core de 4,42 GHz com capacidade de processamento em paralelo e 32 Gb de RAM.

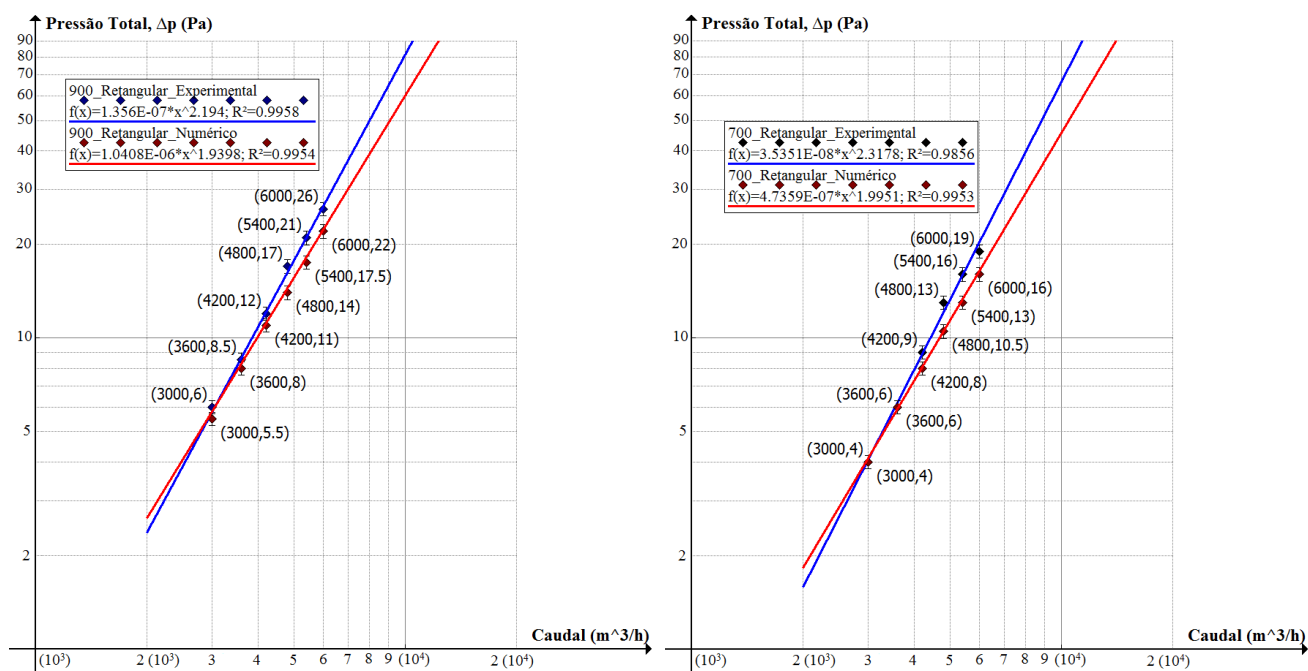


Figura 4.14 – Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico bidimensional para os conjuntos de atenuadores de 900mm e 700 mm.

Como esperado o modelo numérico devido ao procedimento de simplificação geométrica desenvolvida sobre o mesmo, apresenta-se mais conservativo com valores para todo o conjunto de resultados inferiores aos registados experimentalmente. A tabela 4.5 sintetiza ambas as respostas e apresenta as diferenças medidas entre ambos os modelos para ambas as configurações ensaiadas.

Tabela 4.5 – Síntese do diferencial de pressão total registado para o modelo experimental e numérico para os conjuntos de atenuadores de 700mm e 900 mm.

Configuração	700mm_Retangular simples			900mm_Retangular simples		
Ponto de Funcionamento	Modelo Numérico (Pa)	Modelo Experimental (Pa)	Diferença (%)	Modelo Numérico (Pa)	Modelo Experimental (Pa)	Diferença (%)
P ₁	4	4	0	5,5	6	8,33
P ₂	6	6	0	8	8,5	5,88
P ₃	8	9	11,11	11	12	8,33
P ₄	10,5	13	19,23	14	17	17,64
P ₅	13	16	18,75	17,5	21	16,66
P ₆	16	19	15,79	22	26	15,38

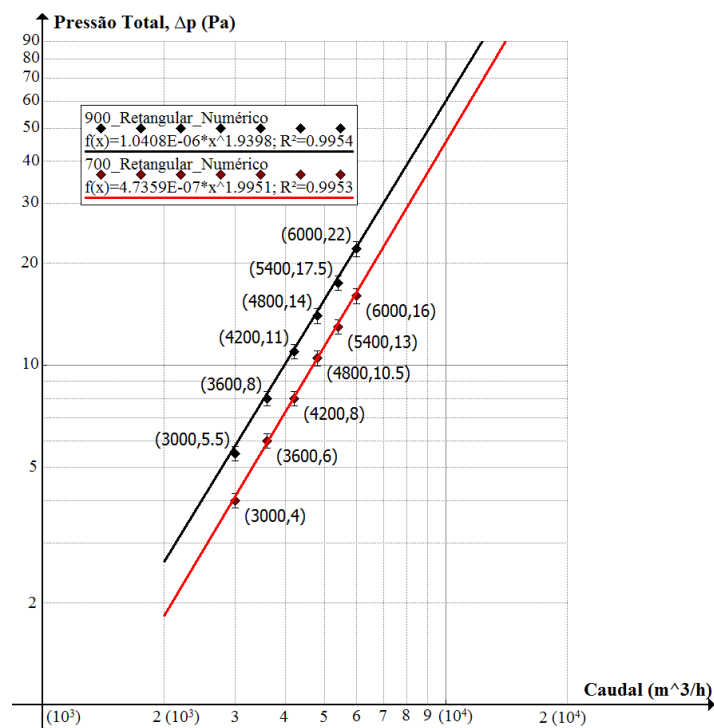


Figura 4.15 - Perda de carga medida nos conjuntos de atenuadores de perfil retangular com 900mm e 700mm de comprimento.

O figura 4.15 – idêntica à figura 3.21 do modelo experimental - apresenta a curva de desempenho obtida através do modelo numérico para as duas medidas de comprimento admitidas. Também aqui o objetivo passa por analisar a resposta do conjunto comparando-a com o fator de proporcionalidade associado à variável de comprimento, implícita no valor do coeficiente de perda de carga por fricção e com influência direta no valor de perda de carga medido para a secção. A tabela 4.6 faz uma síntese dos resultados obtidos, tanto para o modelo numérico com para o experimental, onde após respectiva comparação para dois os comprimentos ensaiados, evidencia-se uma maior coerência para os diversos pontos de funcionamento calculados através do modelo numérico, a mesma bem perceptível nos declives das retas de tendência ilustradas na figura 4.15.

Tabela 4.6 – Síntese de resultados obtidos na avaliação da influência da variável de comprimento nos atenuadores através do modelo numérico e experimental.

Modelo	Numérico			Experimental		
Ponto de Funcionamento	Retangular _700 mm (Pa)	Retangular _900 mm (Pa)	Diferença (%)	Retangular _700 mm (Pa)	Retangular _900 mm (Pa)	Diferença (%)
P ₁	4	5,5	27,27	4	6	33,33
P ₂	6	8	25,00	6	8,5	29,41
P ₃	8	11	27,27	9	12	25,00
P ₄	10,5	14	25,00	13	17	23,53
P ₅	13	17,5	25,71	16	21	23,81
P ₆	16	22	27,27	19	26	26,92

Em seguida com a base de suporte desenvolvida através da previsão da resposta do modelo experimental à influência da redução de comprimento no valor do diferencial de pressão medido, começa-se por analisar o modelo relativamente aos parâmetros de interesse, i.e. pressão e velocidade. O primeiro já caracterizado na sua componente teórica - durante o subcapítulo 2.3.1 - para as diferentes formas admitidas. O segundo por sua vez, está também relacionado com a primeiro através da energia cinética, mas é considerado de interesse devido ao já caracterizado acoplamento da componente aerodinâmica com a componente acústica (capítulo 2), mais especificamente na intensidade do espectro sonoro associado à regeneração de ruído medido a jusante da secção e que é relacionável com a velocidade do escoamento medida nos canais de passagem entre atenuadores (ver Eq. 2.95), ainda que a mesma não tenha sido quantificada (regeneração de ruído), é também um dos objetivos do acoplamento de perfis aerodinâmicos nos atenuadores, atuar sobre esta problemática. Assim, ambos os parâmetros serão considerados no estudo desenvolvido ao modelo bidimensional para as geometrias aerodinâmicas sugeridas ao modelo experimental.

Para demonstrar certas das etapas deste processo, serão utilizadas algumas figuras de vistas aproximadas ao bordo de ataque e ao de fuga, que ilustrem convenientemente a interação entre estes e o escoamento estabelecido. Este processo passa também por uma análise às respetivas curvas de evolução ao longo do modelo nos parâmetros referidos no parágrafo anterior (i.e. pressão e velocidade), com isto pretende-se identificar e quantificar as perdas localizadas, tanto na sua componente dinâmica como na de fricção.

Escolheu-se o ponto de funcionamento P_6 e a configuração retangular de $700mm$ de comprimento, como base de comparação e avaliação dos pontos referidos anteriormente, sendo que se apresentará em seguida dois exemplos de abordagens desenvolvidas para as zonas críticas do modelo.

Começa-se por ilustrar através da figura 4.16 o campo de velocidades absoluta vista de cima do modelo bidimensional, onde é perceptível a aceleração do escoamento entre canais, os pontos de estagnação no bordo de ataque, a influência das geometrias desfavoráveis ao escoamento implícitas no módulo acústico (representadas na figura 4.12) e também a esteira desenvolvida a jusante da configuração de atenuadores apresentada.

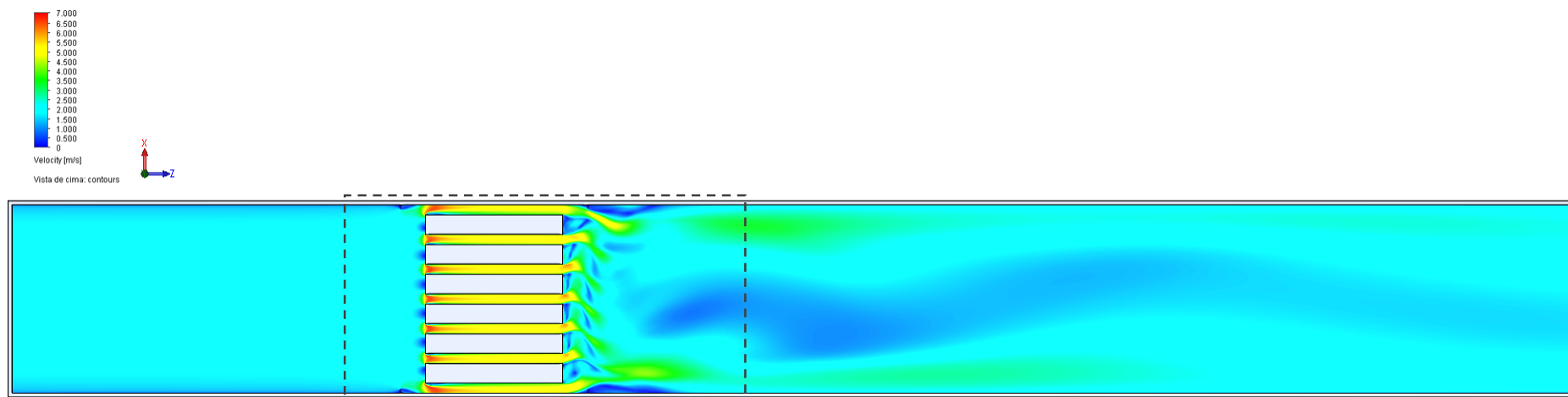


Figura 4.16 – Campo de velocidades visto de cima do modelo bidimensional para a configuração retangular de 700mm.

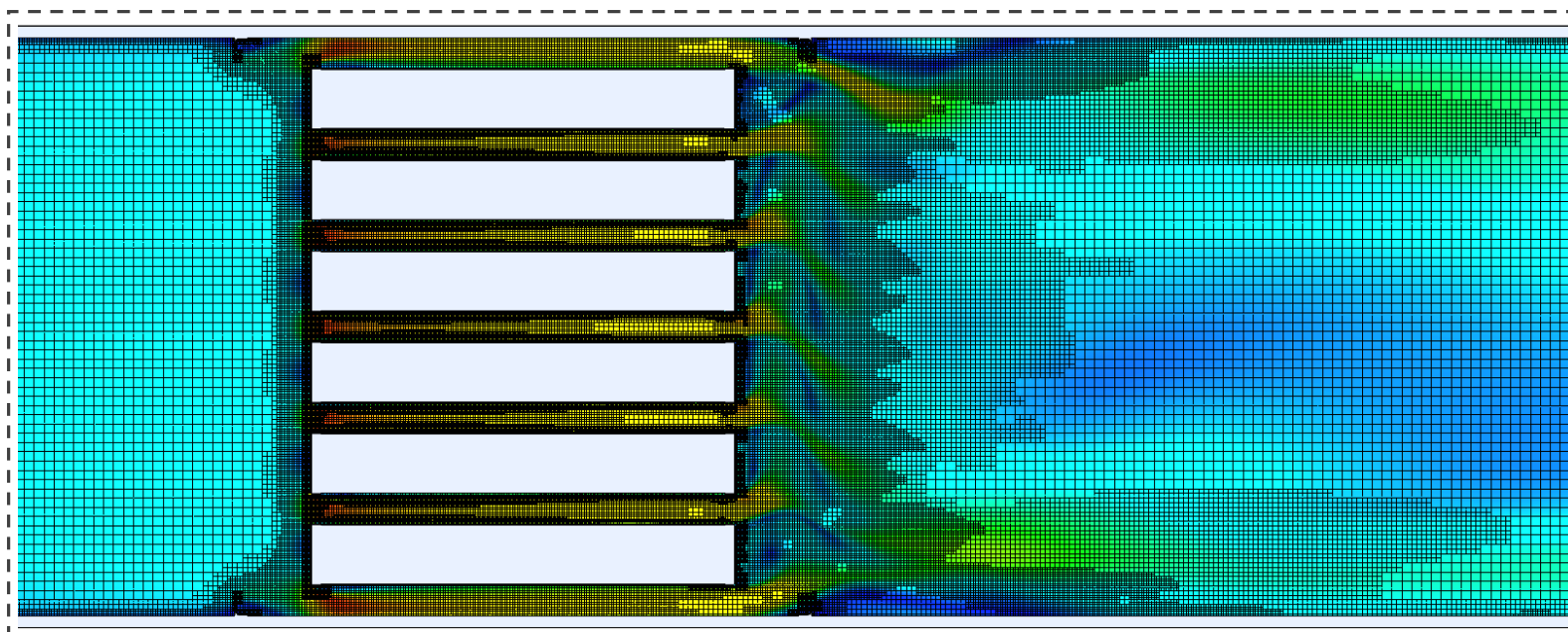


Figura 4.17 – Densificação de malha com recurso à ferramenta “refinement” devido à turbulência implícita pela interação entre o escoamento e o modelo.

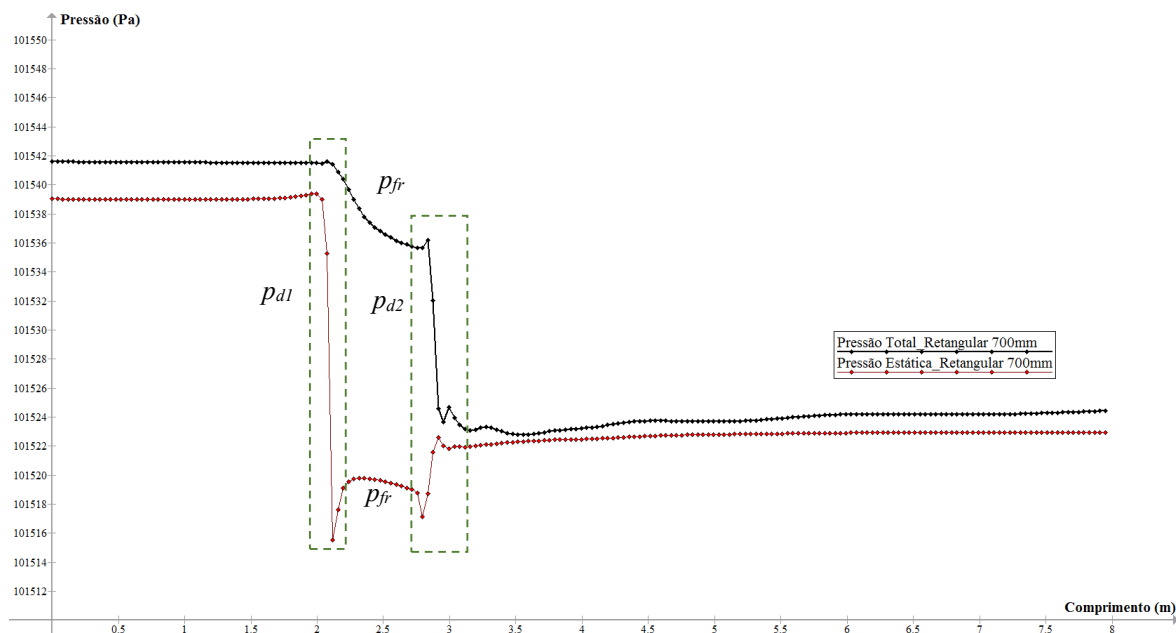


Figura 4.18 – Evolução da pressão total e estática ao longo do modelo bidimensional da configuração retangular de 700mm.

O gráfico ilustrado na figura 4.18, representa a evolução da pressão total e da pressão estática ao longo do modelo bidimensional para a configuração de atenuadores representada na figura 4.16, no qual é possível identificar-se as perdas dinâmicas (p_d) e por fricção (p_{fr}) à entrada, durante e à saída do conjunto de atenuadores. Repare-se que ambas as curvas – pressão total e pressão estática – entre a entrada e saída do conjunto decaem com declives diferentes, isto acontece devido à evolução do valor da velocidade - subentendida no valor da pressão total - entre os canais dos atenuadores ter também a mesma tendência, como é perceptível através de uma análise na escala de cores à figura 4.16 e no gráfico de evolução da mesma ilustrado na figura 4.19. Já o declive da curva de pressão estática para o mesmo intervalo, evolui quase linearmente ao longo de todo o canal entre atenuadores.

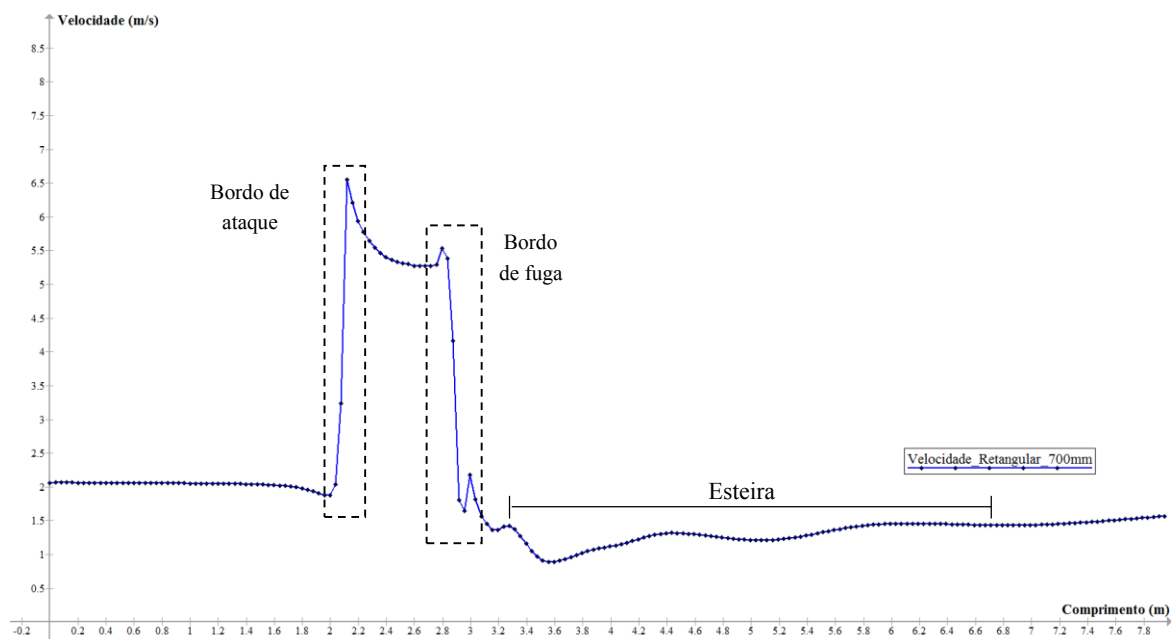


Figura 4.19 – Variação da velocidade absoluta ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional da configuração retangular de 700mm.

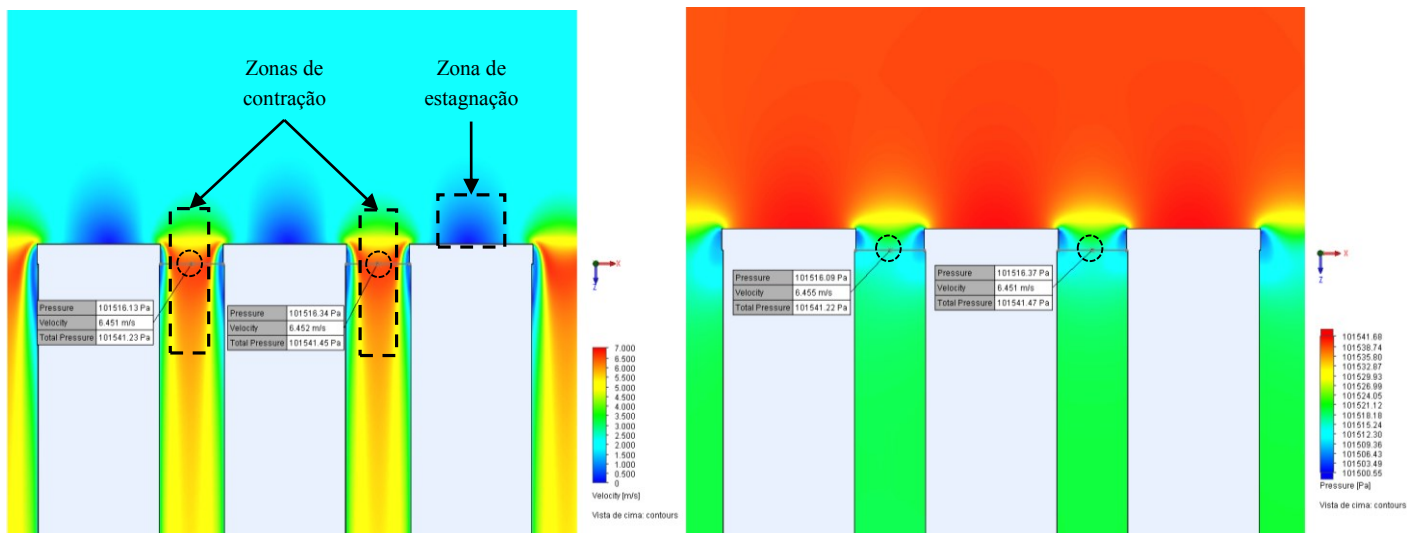


Figura 4.20 – Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de ataque para a configuração de atenuadores retangular de 700 mm.

É com base nas zonas identificadas anteriormente através das curvas de evolução, que se procede ao desenvolvimento das diferentes geometrias aerodinâmicas (já apresentadas no capítulo experimental). Aqui o objetivo passa imperativamente por diminuir a intensidade dos fenómenos desfavoráveis nessas zonas, recorrendo a essas geometrias sem alterar os restantes parâmetros do modelo, e.g. espaçamento entre atenuadores. O desenvolvimento dos perfis, é feito com base nas respetivas medidas de interesse de cada perfil - já identificadas no final do subcapítulo 3.2.2 – em função dos parâmetros limitativos do módulo acústico, e.g. comprimento máximo admitido pela secção. Nesta fase foram utilizadas as ferramentas de parametrização e otimização disponíveis no *Flow Simulation*, para em função dos limites impostos e da evolução do valor nas variáveis em análise (e.g. pressão total) otimizar as respetivas medidas de interesse referidas anteriormente para cada perfil aerodinâmico.

A figura 4.20 identifica duas das zonas críticas de maior relevância no bordo de ataque para um conjunto de atenuadores de perfil retangular simples. Após respetiva análise, pretende-se reduzir a intensidade dos dois fenómenos (destacados a preto na figura 4.20) com recurso ao perfil arredondado.

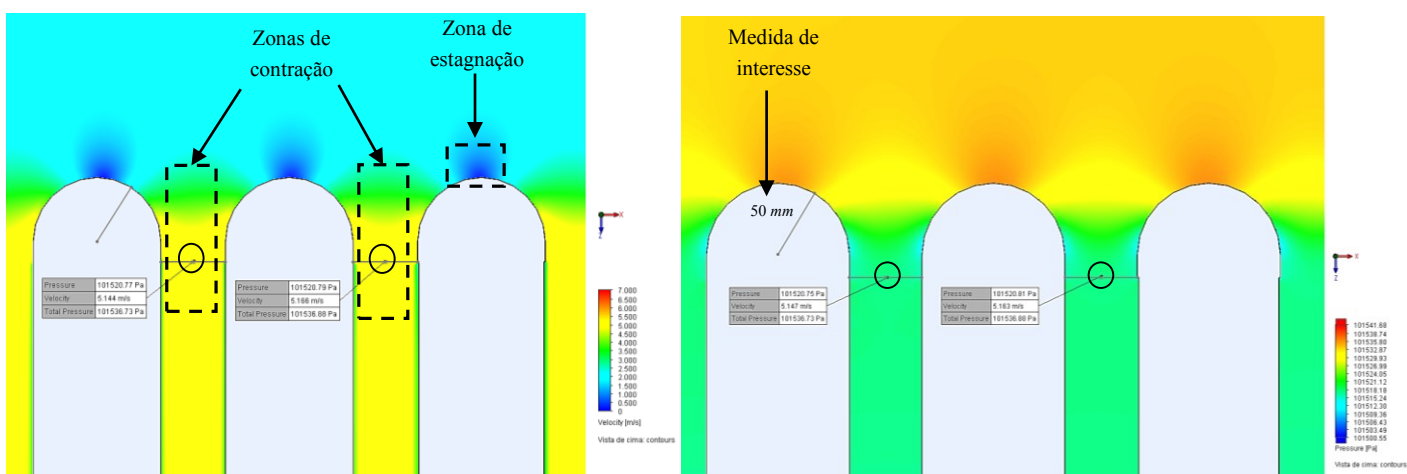


Figura 4.21 - Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de ataque para a configuração de atenuadores 700_R50.

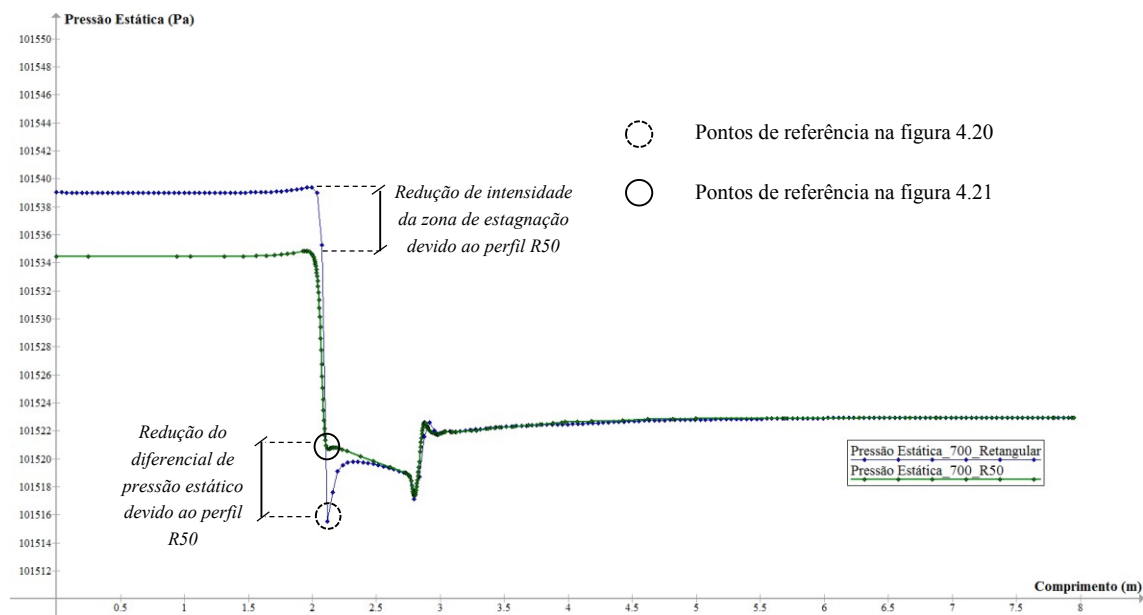


Figura 4.22 - Evolução da pressão estática ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional das configurações 700_Retangular e 700_R50.

Após comparação das figuras 4.20 e 4.21 e de uma análise às figuras 4.22 e 4.23, é perceptível a influência da geometria R50 na redução da intensidade dos fenômenos desfavoráveis ao processo, gerados no bordo de ataque de um conjunto de atenuadores de perfil retangular. Ambas as variáveis aqui analisadas - pressão estática e velocidade - contribuem de uma forma direta para o valor da pressão total medido a montante do conjunto, uma redução no seu valor contribui portanto, para uma redução no valor de perda de carga do conjunto, favorecendo assim o seu rendimento e consequente rendimento de toda a secção.

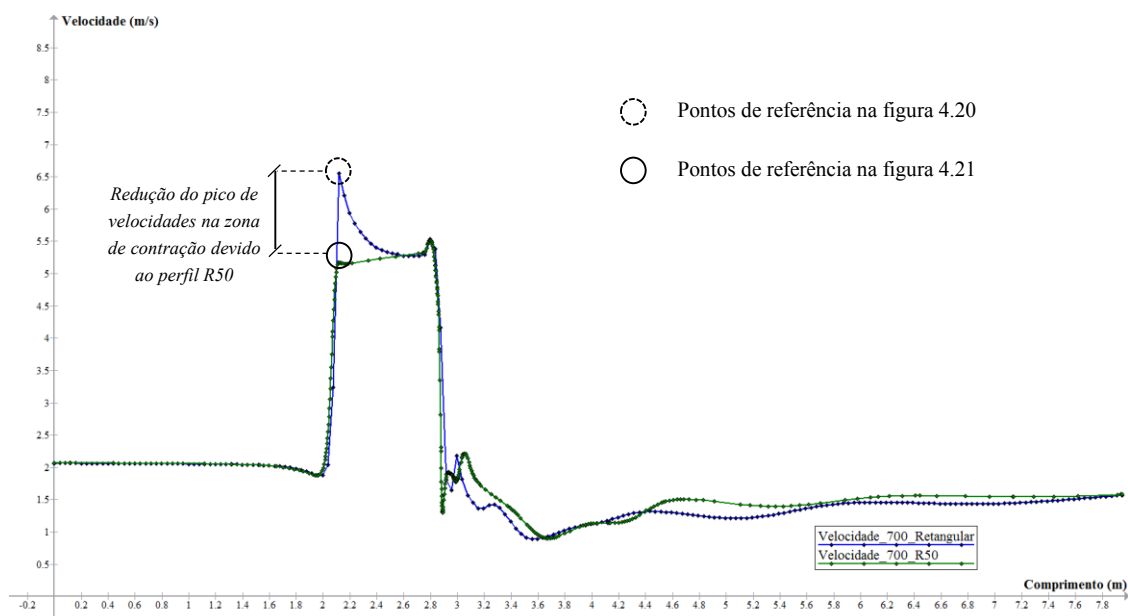


Figura 4.23 - Evolução da velocidade absoluta ao longo do eixo axial Oz no modelo bidimensional das configurações 700_Retangular e 700_R50.

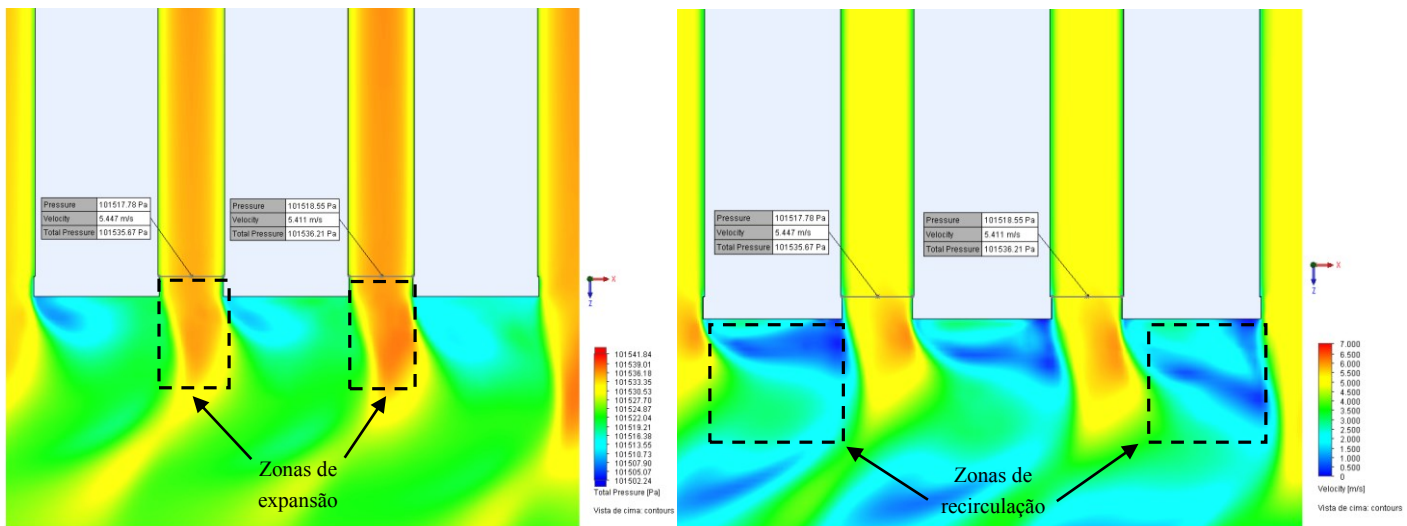


Figura 4.24 - Vista de cima aproximada do campo de velocidades (à esquerda) e de pressão estática (à direita) no bordo de fuga para a configuração de atenuadores retangular de 700 mm.

Aqui exemplifica-se a abordagem aplicada ao desenvolvimento do perfil no bordo de fuga do conjunto de atenuadores retangular. Às duas zonas críticas destacadas a preto na figura 4.24, corresponde um incremento no valor da energia dissipada e consequente redução de eficiência do processo. A origem das mesmas está relacionado com a expansão abrupta da área de secção, inerente à zona descontínua criada pelo fim do atenuador e também, à zona de recirculação associada ao fenómeno de turbulência derivado da separação da camada limite a jusante do conjunto. Ainda que se trate de um escoamento em regime permanente esta zona é de carácter transitório, bem perceptível através da figura 4.25, onde através das linhas de corrente se consegue ver a rotação implícita ao campo de vorticidade gerado no ponto de descontinuidade do atenuador. Este fenómeno está também relacionado com a ação do conjunto das forças viscosas na interface sólida - intrínseco à condição de parede real, i.e. sem deslizamento.

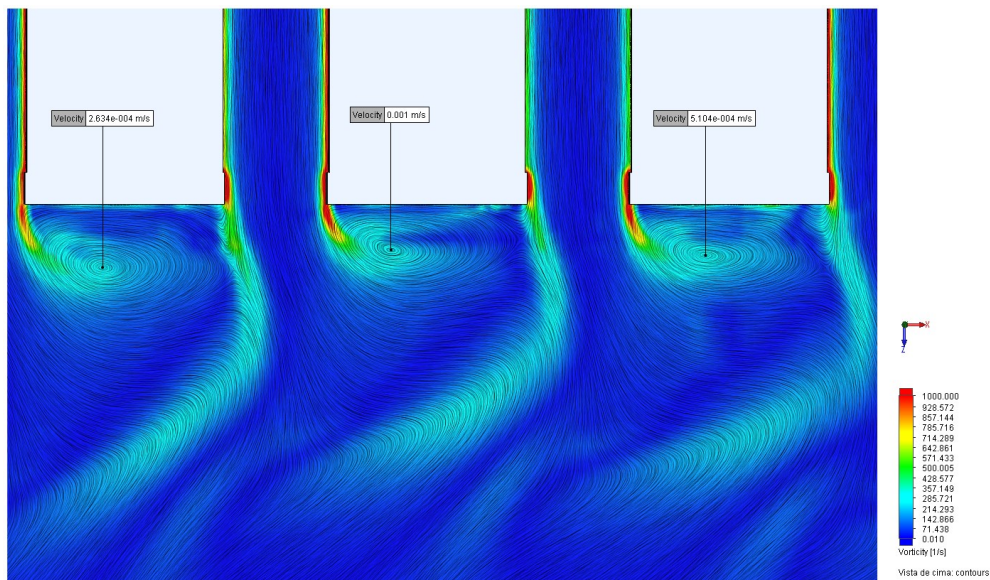


Figura 4.25 – Campo de vorticidade no bordo de fuga de um conjunto de atenuadores de perfil retangular simples.

Posto isto, foram desenvolvidas algumas simulações em regime transitório para avaliar o efeito no valor de perda de carga medido e de que forma a consideração de um regime permanente no processo, poderia prejudicar o conjunto de soluções obtido. Em todo o caso, considerando o significativo aumento de

tempo do processo de convergência e consequente custo computacional e comparando-o com a diferença registada para o valor da variável de interesse (i.e. pressão total), a mesma apresentou-se com uma grandeza desprezável tendo em conta o objetivo do estudo, e como tal o processo de otimização decorrente da especificação de um regime transitório para o escoamento analisado não foi aplicado às restantes configurações.

Para reduzir a intensidade de ambos os fenómenos foram propostas duas geometrias, a primeira tinha como objetivo o prolongamento da zona de descontinuidade do material, para reduzir a intensidade dos fenómenos desfavoráveis ao processo – cunha de 100mm e 150mm. Com o segundo perfil - D4 - ,pretendia-se a conversão da energia cinética em potencial, através de um fator de recuperação decorrente de uma geometria do tipo difusor, do mesmo resultaria de igual forma uma redução de intensidade dos fenómenos turbulentos em referência.

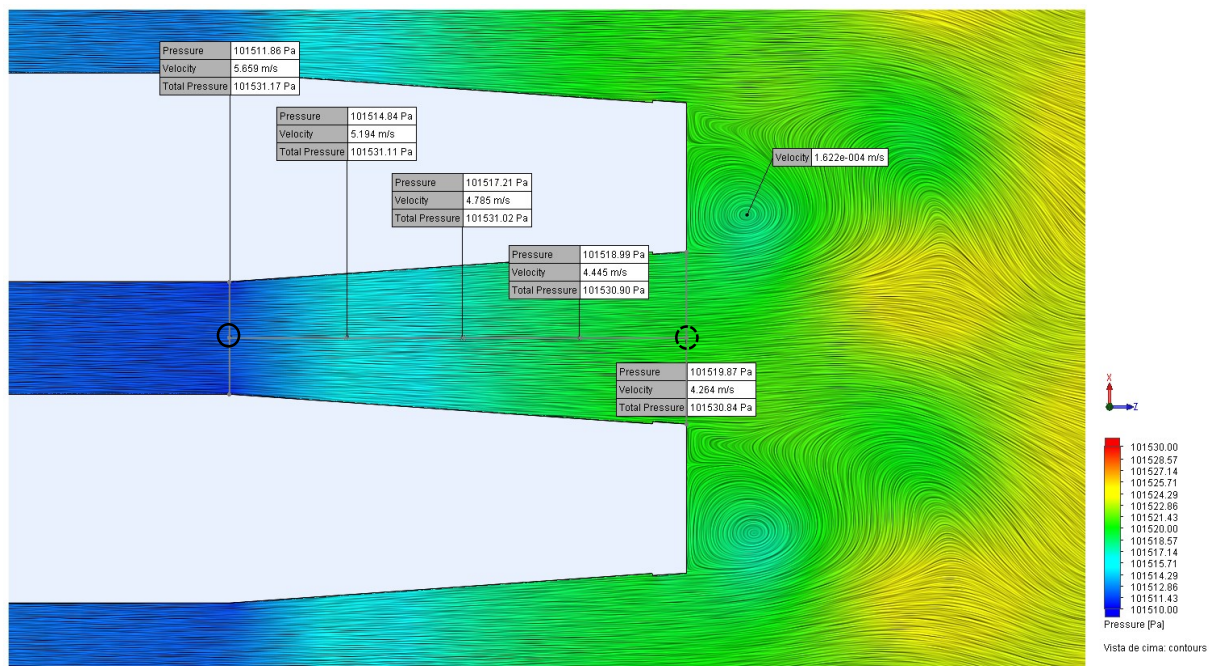


Figura 4.26 – Campo de pressão estática no bordo de fuga da configuração 700_R50_D4.

Com base no conteúdo teórico desenvolvido no subcapítulo 2.3.2.2, é possível o cálculo do coeficiente de recuperação de pressão estática, inerente ao acoplamento do perfil D4 no bordo de fuga do atenuador para o ponto de funcionamento representado na figura 4.26, i.e. P_6 . Reescreve-se as equações já enunciadas anteriormente no referido subcapítulo para o cálculo do coeficiente de recuperação do perfil.

Para o sistema apresentado e contabilizando as perdas energéticas implícitas temos:

$$C_p = \frac{p_2 - p_1}{p_{01} - p_1} = \frac{101519,87 - 101511,86}{101531,17 - 101511,86} \approx 0,42 \quad (2.120)$$

Para um sistema ideal apenas com relação de áreas temos:

$$C_{p_{ideal}} = 1 - (AR)^{-2} \approx 0,57 \quad (2.121)$$

Os valores aqui apresentados foram apenas utilizados como referência para o desenvolvimento deste perfil e os mesmos podem não traduzir a real eficiência do mesmo, pois ao tipo de geometria aqui

implícita está também associado o fenómeno de separação de camada limite, decorrente da possibilidade da ação de um gradiente de pressão desfavorável a jusante do mesmo, pelo que os valores não devem ser considerados como reais. Relativamente à problemática descrita (i.e. separação da camada limite), tentou-se fazer uma previsão desse mesmo fenómeno em função do ângulo de abertura do perfil, no entanto e ao mesmo estão associados enumeros fatores difíceis de prever, muito em parte devido à ação do modelo de turbulência e das equações de parede junto à interface que para o *software* utilizado (*Flow Simulation*) não são controláveis pelo operador. Desta forma e como os resultados daqui provenientes não apresentarem consistência, nem terem sido validados por outro qualquer método, não serão enunciados e o valor do ângulo adotado foi o sugerido em literatura (Douglas et al., 2005; Vér & Beranek, 2006).

A figura 4.27 apresenta a curva de evolução da variável de pressão estática ao longo de modelo, onde é destacada o intervalo de valores em referência no anterior parágrafo.

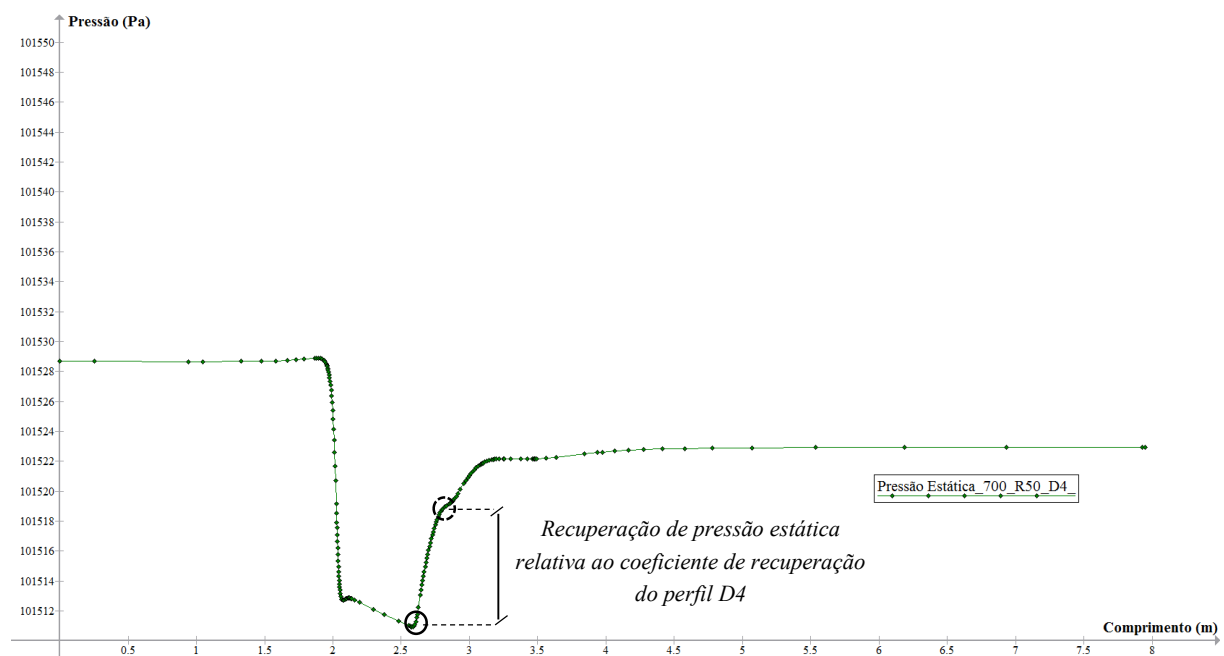


Figura 4.27 – Evolução da pressão estática ao longo do modelo bidimensional para a configuração 700_R50_D4.

Outra das zonas do modelo que se tentou desenvolver mais aprofundadamente, foi o ponto de estagnação criado no bordo de ataque do perfil arredondado (ver figura 4.21), mas a redução de intensidade do mesmo com a tentativa de criação de uma geometria mais saliente conduziu no processo de otimização para a sugestão de uma superfície de perfil entre uma geometria em cunha e uma arredondada idêntica a uma elipse, o que a nível de fabrico não era de todo viável muito menos para unidades AVAC onde as velocidades são consideravelmente reduzidas e portanto também esta não foi sugerida a experimentação.

4.2.1.1 Resultados do modelo numérico bidimensional

Em semelhança à componente experimental, apresentam-se em seguida os resultados obtidos para cada configuração de atenuadores com os perfis aerodinâmicos sugeridos à mesma. Para facilitar a comparação dos mesmos, cada gráfico, de cada configuração, terá a resposta para ambos os modelos desenvolvidos, i.e. numérico e experimental.

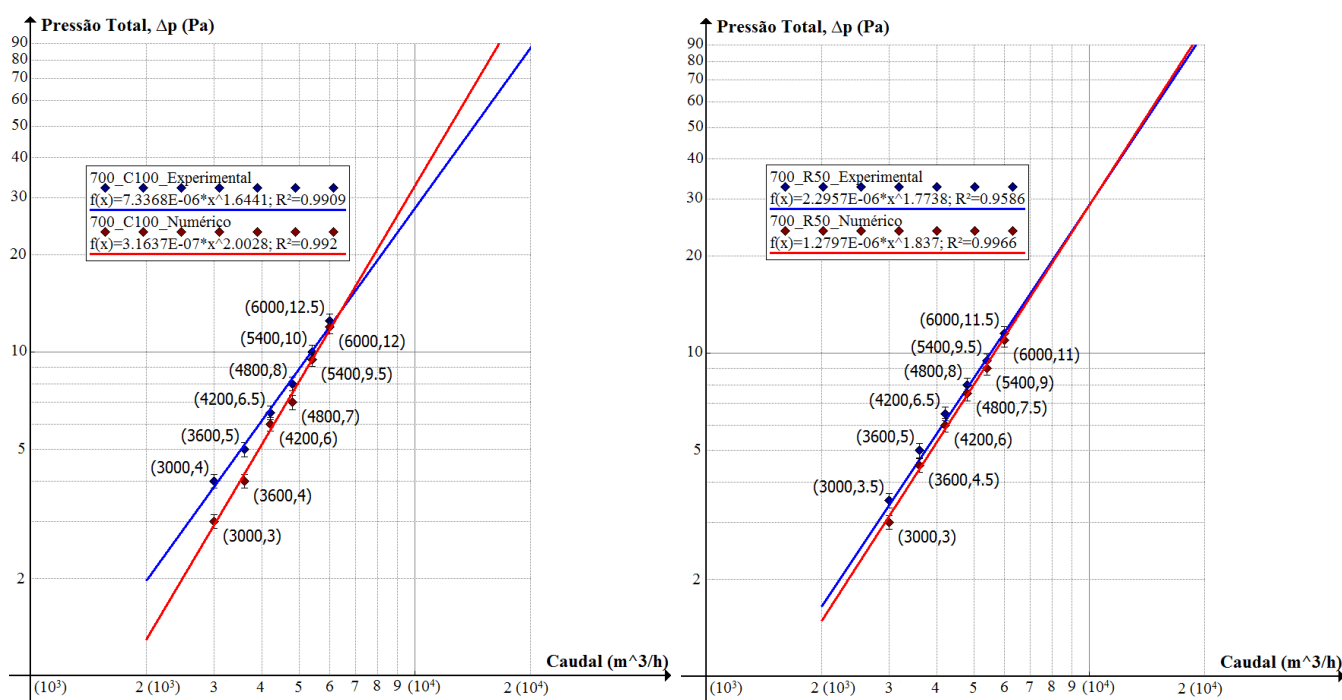


Figura 4.28 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_C100 e 700_R50 em ambos os modelos.

Como era esperado e em semelhança aos resultados obtidos no modelo numérico para os ensaios de análise à influência da medida de comprimento no valor de perda de carga medido na secção, também nos ensaios à análise dos perfis aerodinâmicos os valores obtidos são por norma inferiores, em pontos de funcionamento homólogos aos medidos através do modelo experimental. A melhor aproximação conseguida foi para a configuração de atenuadores 700_R50, onde a diferença entre valores medida é máxima no ponto de funcionamento P_1 (14%) e mínima no P_6 (4,5%). Também a configuração 700_B15 apesar da diferença demonstrada entre pontos de funcionamento ser relevante – em média na ordem dos 19% –, a curva de tendência traçada é praticamente paralela à do modelo experimental, podendo servir assim como um bom indicador do comportamento do mesmo para outros pontos de funcionamento.

O acoplamento do perfil em cunha no bordo de fuga na configuração 700_B15_C100, ainda que com resultados ligeiramente superiores ao obtidos através do modelo experimental, os mesmos pouco acrescentam à eficiência do modelo em termos do seu valor de diferencial de pressão total medido. No entanto, através do gráfico de evolução do valor de pressão total ao longo do modelo ilustrado na figura 4.29, é perceptível o efeito da cunha no bordo de fuga através da evolução da curva a jusante do atenuador, onde a diferença entre ambas se traduz no aumento de eficiência de um perfil para o outro.

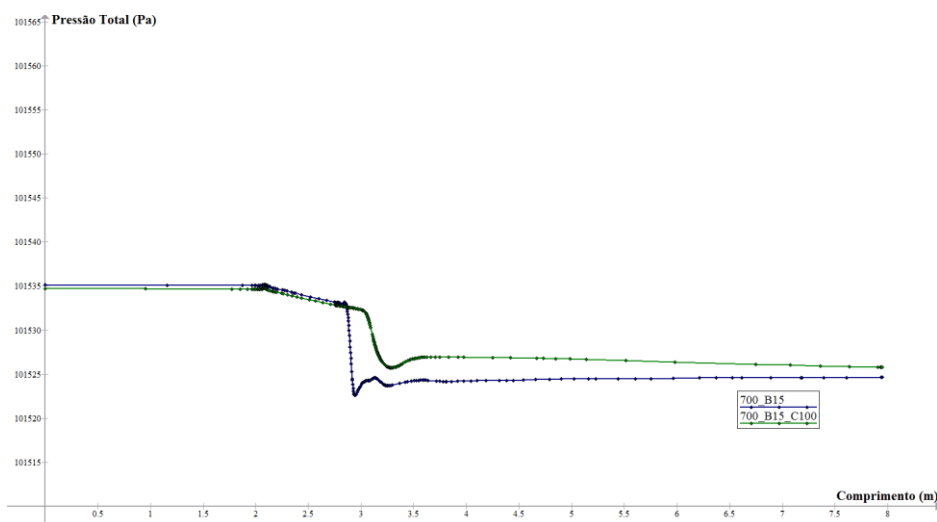


Figura 4.29 - Evolução da pressão total ao longo do modelo bidimensional das configurações 700_B15 e 700_B15_C100 no ponto de funcionamento P₆.

Note-se que ambas as configurações com perfil aerodinâmico no bordo de ataque do tipo B_15, apresentaram a maior diferença de resultados em relação aos obtidos experimentalmente. Sendo este um perfil bastante utilizado em atenuadores acústicos a operar em sistemas AVAC – devido ao seu fácil acoplamento e pouco espaço necessário -, era expectável que o mesmo tivesse um desempenho superior, no entanto pelas métricas utilizadas e pela medida de boleoamento utilizada o mesmo não aconteceu.

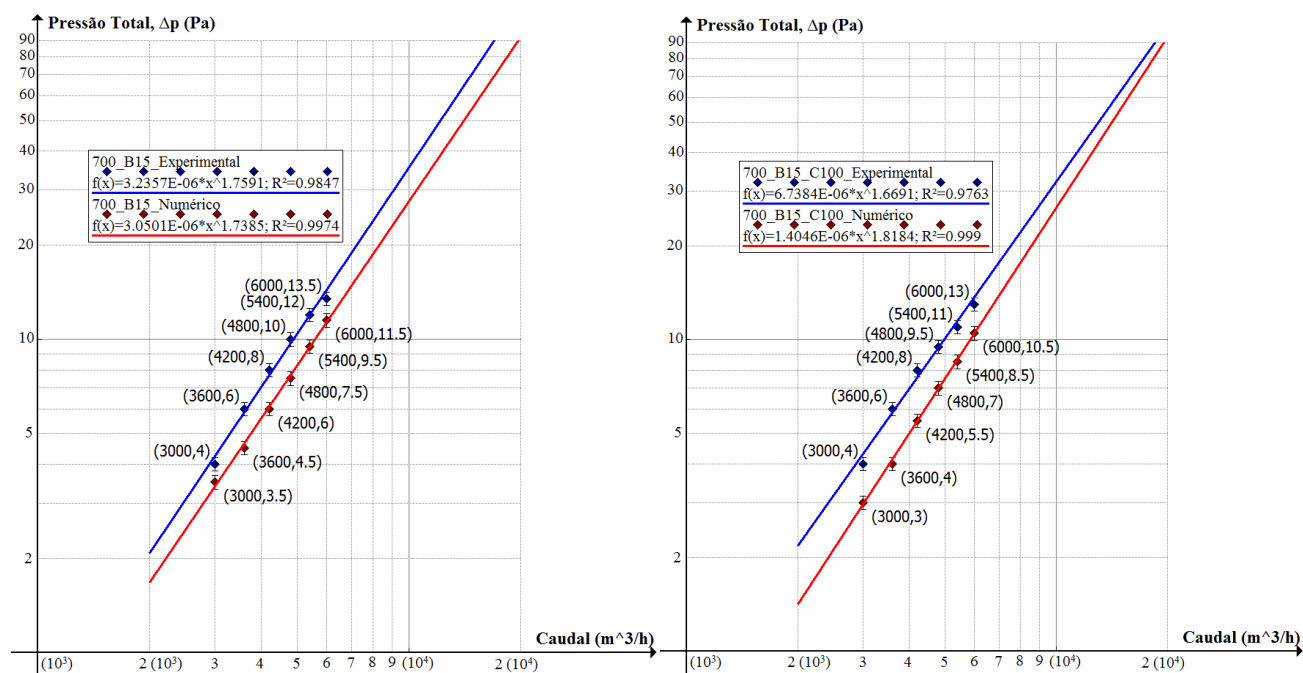


Figura 4.30 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_B15 e 700_B15_C100 em ambos os modelos.

Já demonstrado anteriormente, o perfil R50 foi o que melhor desempenho demonstrou ao longo dos ensaios desenvolvidos, como tal fixou-se este perfil no bordo de ataque e com o foco na otimização do componente, experimentou-se na geometria base aplicar no bordo de fuga, dois perfis em cunha alternadamente, um com 100mm e outro com 150mm. Ainda que aqui a previsão à resposta do modelo experimental por parte de ambas as geometrias tenha sido mais próxima que a da configuração B_15_C100, ambas em semelhança a este, também não apresentaram melhorias significativas. Exceção

feita aos últimos três pontos de funcionamento da configura 700_R50_C150 que apresenta uma melhoria face à configuração 700_R50 de aproximadamente 15%.

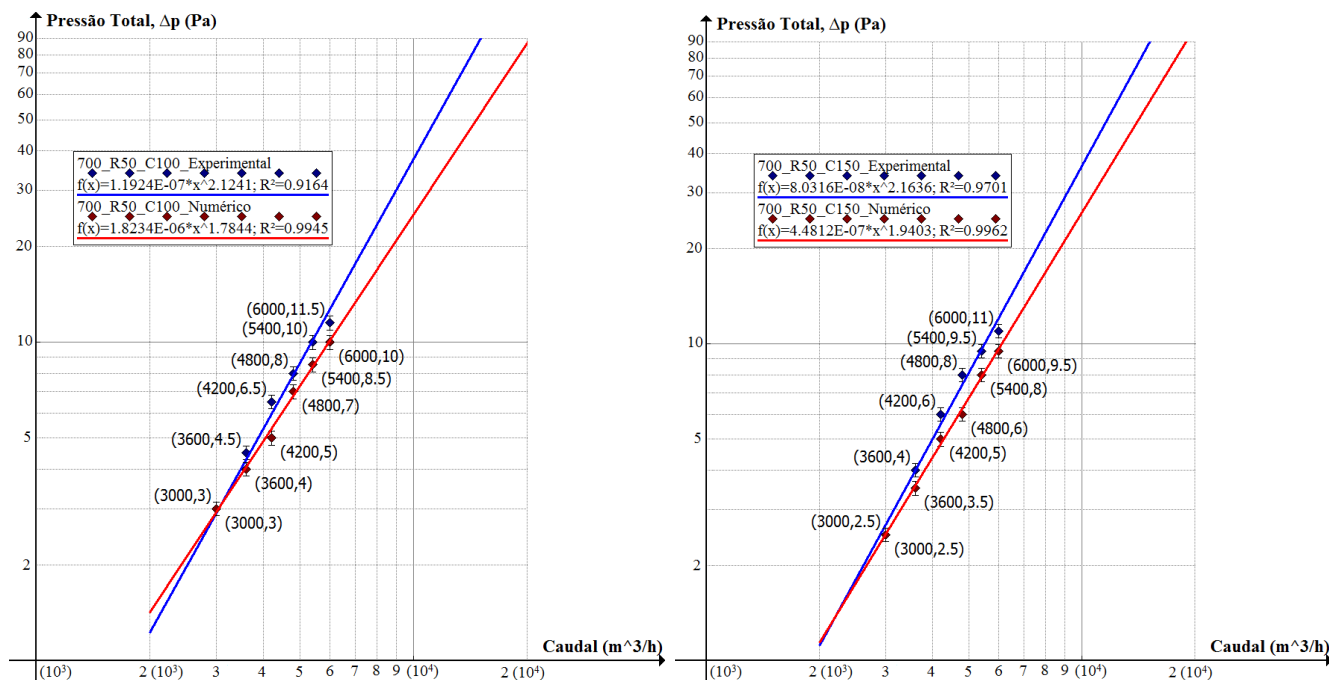


Figura 4.31 - Perda de carga medida no conjunto de atenuadores 700_R50_C100 e 700_R50_C150 em ambos os modelos.

Por último, recorrendo aos gráficos e à síntese de resultados apresentados pela figura 4.32 e pela tabela 4.7 respetivamente para a configuração 700_R50_D4, é possível concluir-se sobre o desempenho tanto do perfil como do modelo utilizado na previsão no valor de perda de carga do mesmo. Está também favorecida na figura 4.32, a comparação de resultados com a configuração 700_Retangular obtida através do modelo numérico.

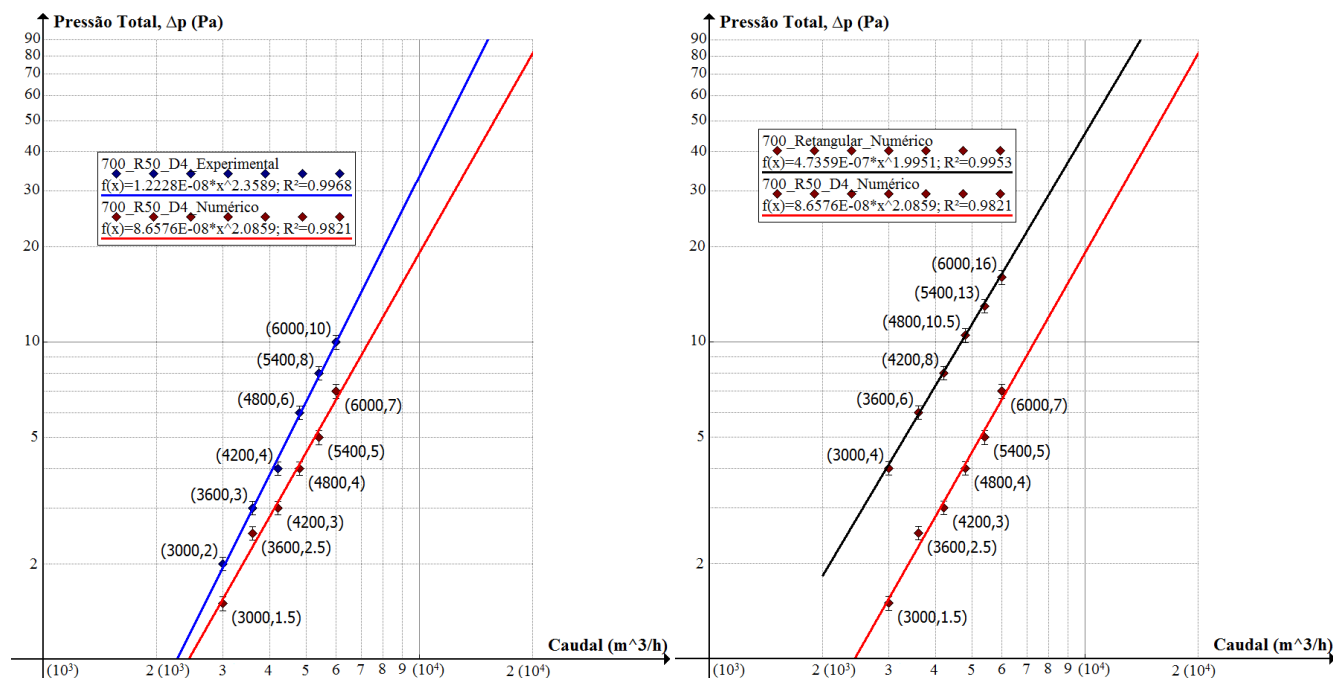


Figura 4.32 - Perda de carga medida da configuração 700_R50_D4 em ambos os modelos e 700_Retangular no modelo numérico.

Em primeira instância e em semelhança ao resultado experimental, também aqui o perfil em referência apresentou os menores diferenciais de perda de carga de entre todas as configurações propostas, com uma previsão - através do modelo numérico - de um aumento no desempenho em comparação ao perfil 700_Retangular, na ordem dos 60% e posteriormente corrigida e validada pela vertente experimental para os 50%. Em segunda instância verifica-se que existe uma diferença considerável entre a previsão obtida através do modelo numérico e a real conseguida pelo modelo experimental, especificamente nos três últimos pontos de funcionamento estabelecidos, onde a maior diferença é calculada para um valor de 30% entre ambos os modelos. Considerando todos os resultados apresentados ao longo do subcapítulo 4.2.1, conclui-se uma vez mais que o modelo bidimensional, ainda que se desenvolva praticamente sobre as mesmas tendências do que o experimental, se apresenta mais conservativo em todas as configurações ensaiadas e em quase toda a amplitude de pontos de funcionamento.

Tabela 4.7 - Síntese de resultados obtidos para as configurações 700_Retangular e 700_R50_D4 através do modelo numérico e experimental.

Modelo	Numérico			Experimental		
Ponto de Funcionamento	700_R50_D4 (Pa)	700_Retangular (Pa)	Diferença (%)	700_R50_D4 (Pa)	700_Retangular (Pa)	Diferença (%)
P ₁	1,5	4	62,50	2	4	50,00
P ₂	2,5	6	58,33	3	6	50,00
P ₃	3	8	62,50	4	9	55,55
P ₄	4	10,5	61,90	6	13	53,85
P ₅	5	13	61,54	8	16	50,00
P ₆	7	16	56,25	10	19	47,34

4.2.2 Modelo tridimensional

O modelo tridimensional pretende demonstrar que as referidas simplificações geométricas executadas ao modelo bidimensional, apresentam de fato um carácter conservativo nos resultados por este obtido e que uma aplicação do mesmo procedimento experimental mas considerando uma geometria mais completa (i.e. tridimensional), irá aproximar a resposta obtida à do modelo experimental.

A passagem do modelo bidimensional para um tridimensional, triplica o número de incógnitas em cada direção o que corresponde a um incremento de oito vezes – caso se mantenha a mesma definição de malha – no custo computacional. Assim sendo, no presente subcapítulo serão apenas apresentadas as geometrias de 900mm, 700mm de perfil retangular (por serem as atualmente utilizadas) e a 700_R50_D4 que foi a que melhor desempenho demonstrou anteriormente para ambos os modelos. A construção do modelo é idêntica ao já apresentado pela figura 4.10, onde apenas foi aumentado o comprimento de conduta a jusante da secção para evitar influência da fronteira de saída. As propriedades do fluido e de parede, bem como os pontos de funcionamento e as respetivas condições fronteira são iguais às já definidas para o modelo bidimensional e são apresentadas pelas tabelas 4.1, 4.2 e 4.3 respetivamente.

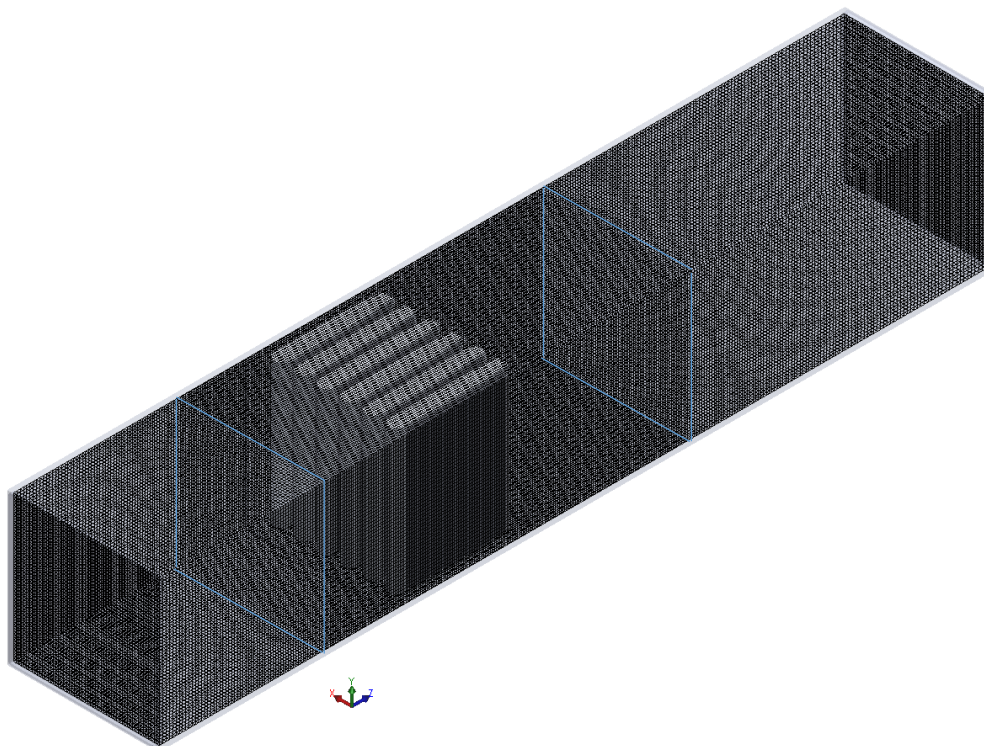


Figura 4.33 – Isométrica de apresentação da fase de construção da malha inicial com os planos de densificação manual.

Para o modelo tridimensional e em semelhança ao procedimento adotado no modelo bidimensional nas diferentes configurações e respetivos pontos de funcionamento simulados, foram utilizados os mesmos parâmetros numéricos (ver tabela 4.8). Aqui o processo de densificação da malha inicial - no decorrer do cálculo - através do recurso à ferramenta *refiment* não foi utilizado, isto derivado do já considerável tamanho da malha inicial, pelo que a execução da ferramenta iria tornar o processo numérico insolucionável para o recurso computacional utilizado. Desta forma a fase de construção de malha foi mais rigorosa e demorada, com recurso à já caracterizada ferramenta de tratamento local e também a planos de densificação de malha ao longo do domínio geométrico – destacados a azul na figura 4.32.

Tabela 4.8 - Valores numéricos relativos à simulação tridimensional da configuração de atenuadores de 900mm com perfil retangular simples num qualquer ponto de funcionamento do modelo.

Ponto de Funcionamento	Malha utilizada	Tempo de cálculo (s)	Tempo médio por iteração (s)	Nº de Iterações
P _I	1,5×10 ⁶	27462	50	550

A figura 4.33 ilustra parte do modelo tridimensional na fase de avaliação da malha construída, onde a verde estão representadas as células parciais (já caracterizadas anteriormente) utilizadas para definir a interface sólido - fluido, e a azul estão as células que definem o restante domínio do fluido.

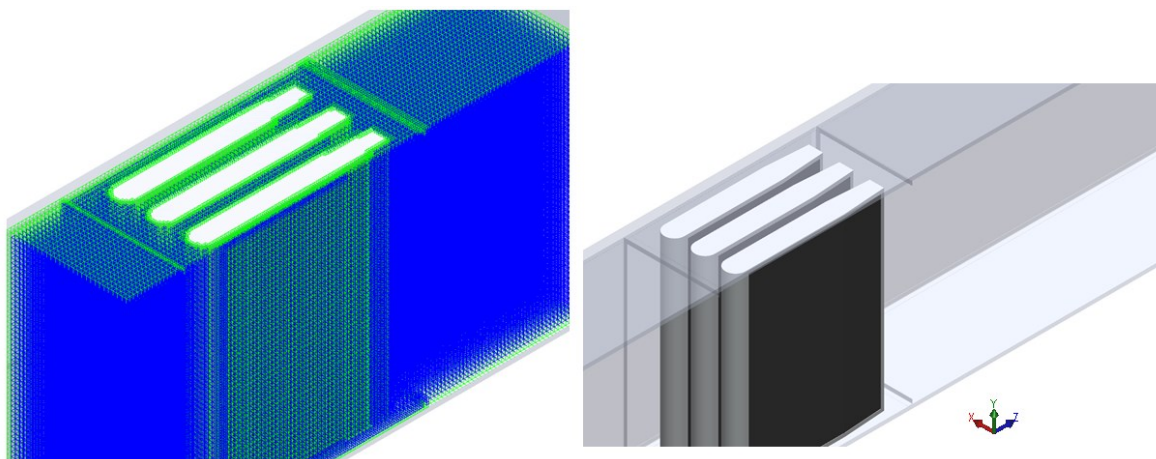


Figura 4.34 – Isométrica do corte segundo o plano YZ no eixo de simetria Oz do modelo tridimensional com a respetiva malha utilizada para o cálculo do diferencial de pressões.

A figura 4.35 estabelece a comparação entre ambos os modelos utilizados (i.e. bidimensional e tridimensional), para a configuração de perfil retangular de 900mm no ponto de funcionamento P_6 , através das curvas de evolução do valor de pressão total ao longo do modelo geométrico. Aqui é perceptível a diferença no valor inicial obtido para a pressão total – superior na configuração de 900mm –, exatamente com os mesmos parâmetros, propriedades e condições fronteira escolhidas na fase de preparação. Um nota para o facto da diferença de comprimentos entre ambas curvas em referência se deve apenas à já referida redução no comprimento da conduta do modelo tridimensional a jusante da secção acústica.

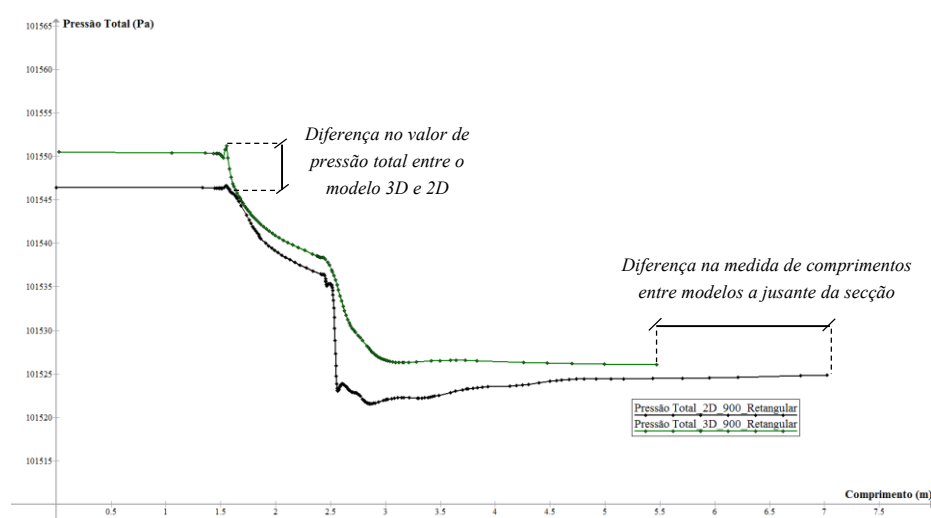


Figura 4.35 - Evolução da pressão total ao longo do modelo bidimensional e tridimensional da configuração retangular de 900mm no ponto de funcionamento P_6 .

Em seguida através da figura 4.36, apresenta-se a interface gráfica da ferramenta de parametrização utilizada durante o desenvolvimento de ambos os modelos numéricos, tanto das medidas de interesse de cada perfil, como na experimentação do intervalo de pontos de funcionamento em cada configuração. Estão também devidamente assinalados os objetivos (goals) utilizados para ajudar na convergência do processo iterativo.

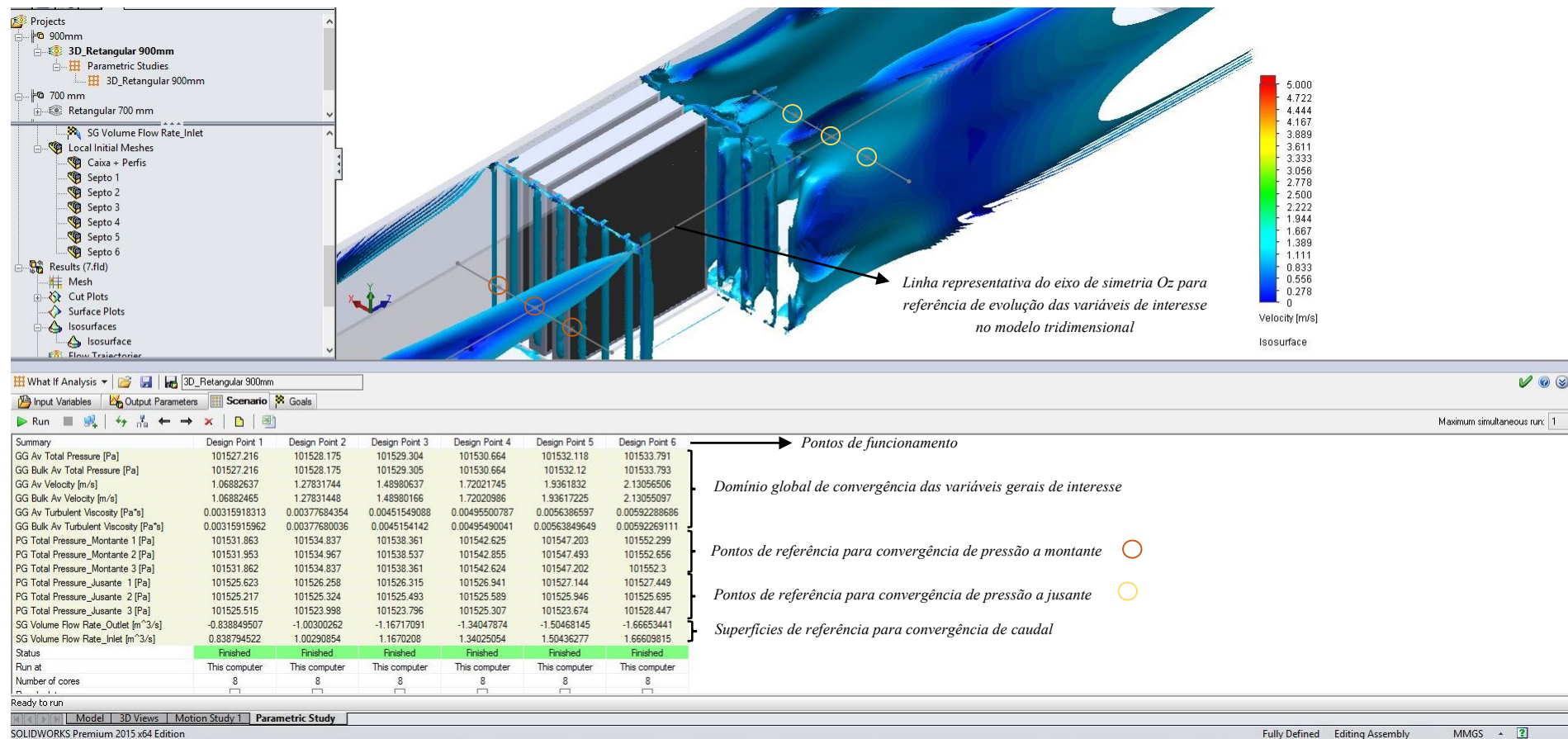


Figura 4.36 – Interface gráfica da ferramenta de parametrização utilizada durante o desenvolvimento de todo o modelo numérico.

Em seguida apresentam-se os resultados obtidos com recurso ao modelo tridimensional, com respetiva comparação entre os mesmos e os obtidos pelo modelo experimental – sendo esta a base de referência de maior interesse.

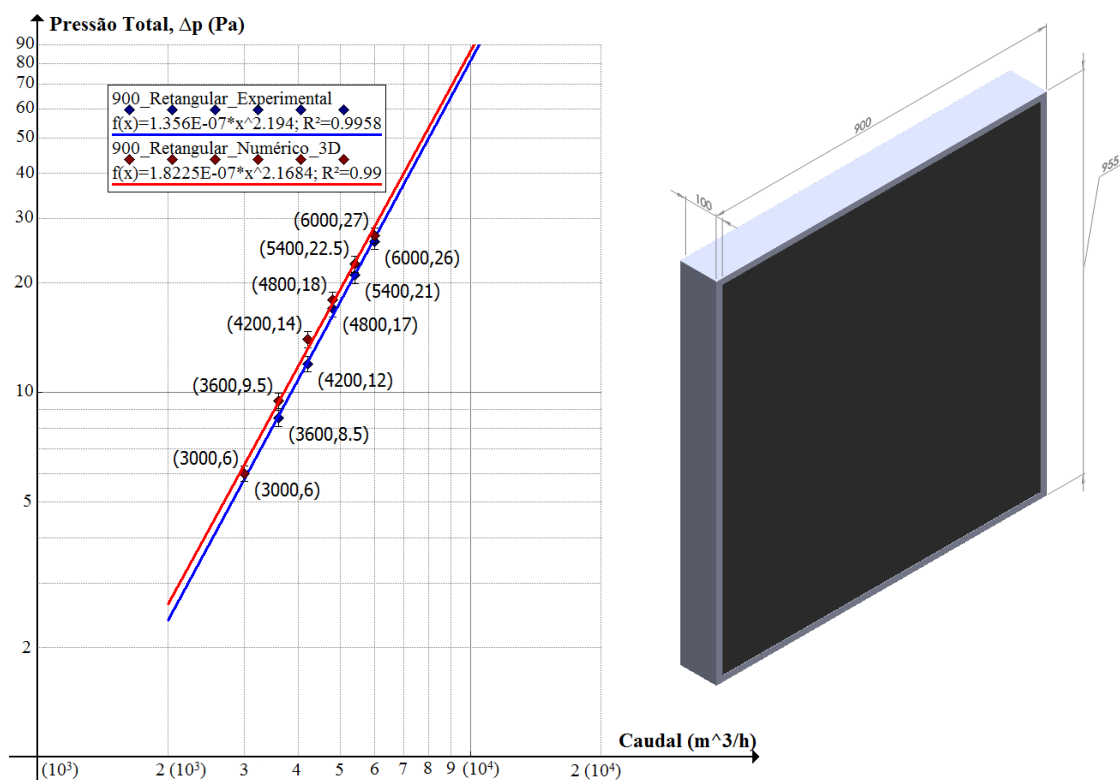


Figura 4.37 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores com 900mm de comprimento.

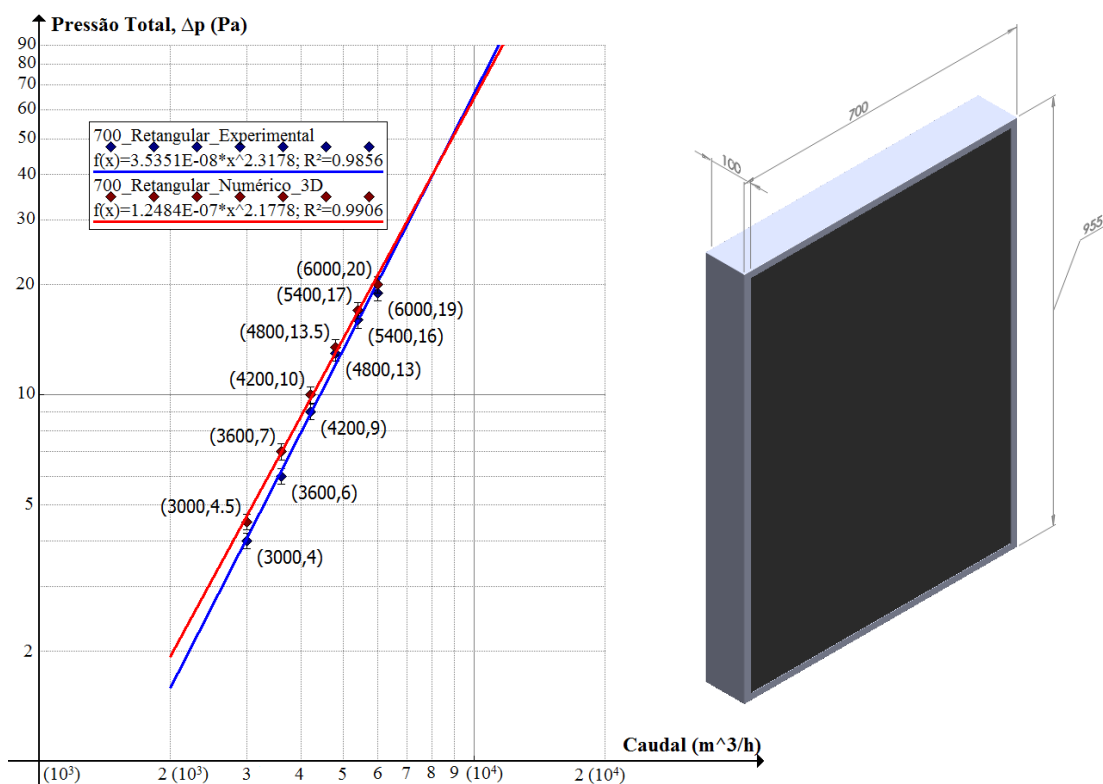


Figura 4.38 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores com 700mm de comprimento.

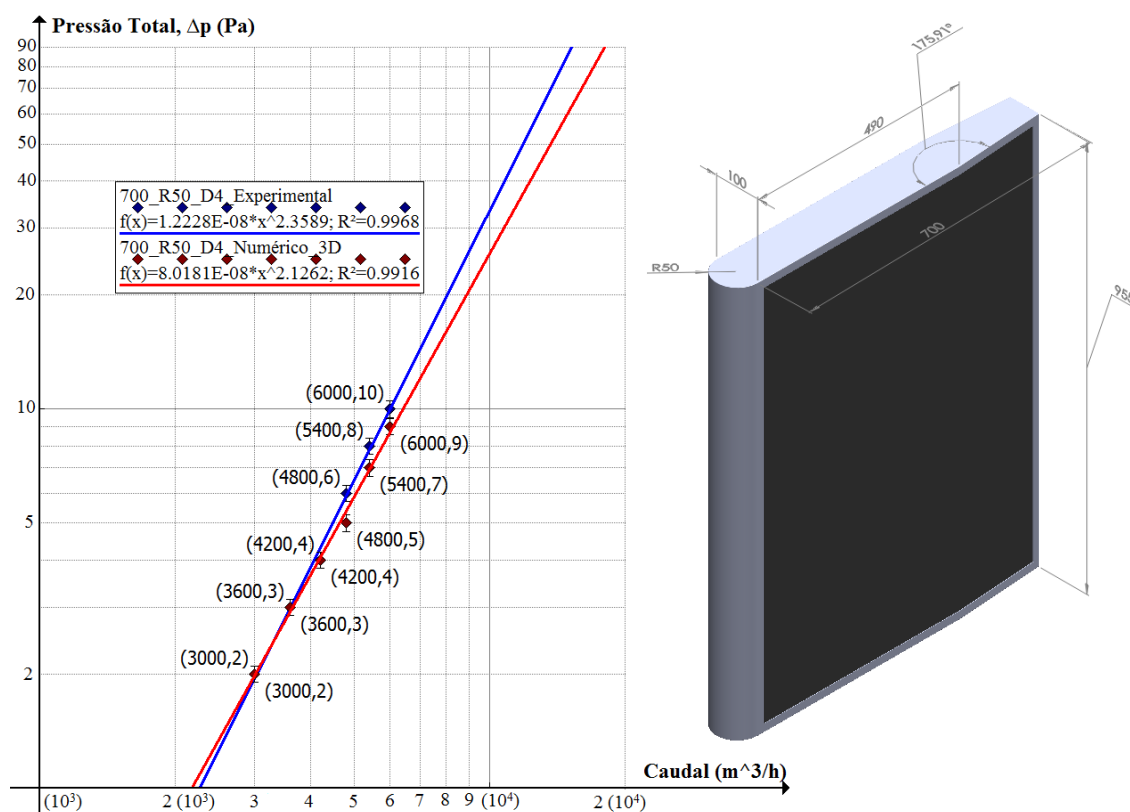


Figura 4.39 - Resultados obtidos nos ensaios ao modelo experimental e numérico tridimensional para a configuração de atenuadores 700_R50_D4.

Com base nos resultados obtidos e apresentados pelas figuras 4.37, 4.38 e 4.39, e mesmo com uma malha computacional de menor densidade em comparação com a gerada no modelo bidimensional, conclui-se que o modelo tridimensional consegue prever com maior precisão o real valor de perda de carga medido na secção acústica. Desta previsão num plano geral todas as configurações apresentam boas aproximações aos valores medidos através do modelo experimental, onde as maiores diferenças registadas são sempre para a última metade do intervalo de pontos de funcionamento, ao qual estão associados caudais de maior valor, ainda assim a média desta diferença não ultrapassa os 10% entre pontos homólogos para modelos de ensaio diferentes. Salienta-se apenas que a previsão do desempenho para a configuração 700_R50_D4 demonstrou outra tendência em relação às demais, aqui o conjunto de valores registados para a última metade do conjunto de pontos de funcionamento ficou ligeiramente abaixo do medido experimentalmente, onde nas outras duas configurações foi exatamente o oposto.

Conclui-se que ao contrário do modelo bidimensional onde as maiores diferenças foram registadas na ordem dos 30%, o modelo tridimensional consegue uma previsão no desempenho dos atenuadores com um erro associado bastante inferior e portanto apresenta-se como um modelo de previsão, ainda que mais demorado, bem mais preciso.

4.2.3 Modelo rotacional

É frequente considerar-se para o cálculo do valor de perda de carga em componentes a operar dentro de UTA, o valor de velocidade médio de secção em função do valor de caudal estabelecido para um determinado ponto de funcionamento. Ainda que esta generalização para a secção a montante do ventilador – mediante a imposição de uma distância mínima ao mesmo, para não se criar efeitos de

sistema – possa ser considerada, pois a secção transversal do campo de velocidades é por norma simétrica e o seu valor aproximadamente constante, a mesma generalização para secções e/ou componentes instalados a jusante do mesmo, pode originar diferenças acentuadas entre a previsão de eficiência ideal e real num determinado processo. Como tal, e ainda que de uma forma bastante superficial, o modelo rotacional tem como objetivo caracterizar uma secção transversal de velocidades induzida por um ventilador semelhante ao utilizado durante o ensaio experimental, i.e. ventilador centrífugo de pás de perfil aerofólio curvadas para trás.

Pretende-se capturar o fenómeno de *swirl*, decorrente de um escoamento induzido por um ventilador dentro de uma secção retangular de uma conduta semelhante à utilizada durante ambos os modelos experimentais. Para tal, recorre-se à simulação de um modelo rotacional através do método de resolução numérico adotado - MRF, já convenientemente caracterizada no subcapítulo 4.1.3 - pelo *Flow Simulation*, com uma condição fronteira interna do tipo *averaging* (ver figura 4.2) imposta ao volume de rotação - à azul na figura 4.40 - para um escoamento em regime permanente.

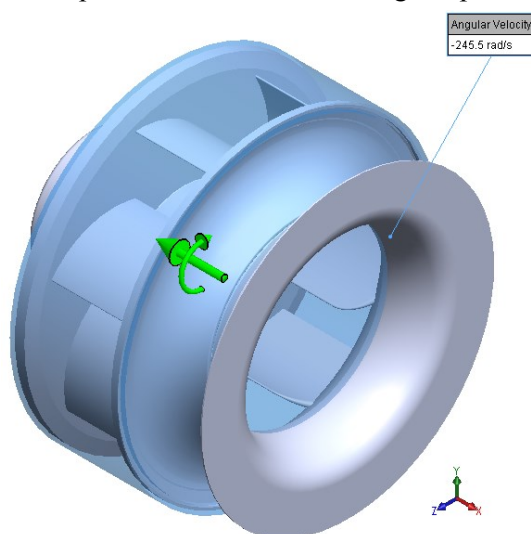


Figura 4.40 – Ventilador utilizado e respetivo volume de revolução rotacional.

Em primeiro instância e com base no conteúdo teórico desenvolvido no subcapítulo 2.3.3, recriou-se a curva de desempenho do ventilador - semelhante à da figura 2.13 - para um determinado valor fixo na velocidade de rotação do mesmo ($N = 2344 \text{ rpm}$). Para a primeira parte do modelo rotacional, considerando o “peso” da malha computacional necessária para um desenvolvimento de um escoamento completo decorrente da ação de um ventilador dentro de uma conduta, optou-se por um modelo geométrico simples de forma a delinear a curva de desempenho do ventilador com base em cinco pontos de funcionamento diferentes. Estes foram medidos - para a mesma rotação - em função da variação da condição fronteira de saída (i.e. pressão estática), para um valor fixo na condição de entrada (i.e. pressão atmosférica) e os *goals* utilizados para a convergência do processo foram os de diferencial de pressão estática e uma medida de caudal à entrada e saída do modelo. Posteriormente, cada ponto foi devidamente comparado com o respetivo valor – implícito nas condições fronteira – apresentado pela curva de desempenho do ventilador fornecida pelo fabricante⁹ para o ponto de funcionamento estabelecido (ver figura 4.42).

⁹ O fabricante (*Ziehl-Abbeg*) fornece a curva de desempenho medida em embocadura padrão em instalação do tipo A de acordo com a norma (ISO 5801, 2007).

As propriedades do escoamento são as mesmas utilizadas para os modelos anteriores e como tal, estão discriminadas na tabela 4.1. Já os valores numéricos relativos à malha utilizada para cálculo de cada ponto de funcionamento, podem ser consultados através do recurso à tabela (4.9) em baixo apresentada.

Tabela 4.9 - Valores numéricos relativos à validação do modelo rotacional num ponto de funcionamento N.

Ponto de Funcionamento	Malha utilizada	Tempo de cálculo (s)	Tempo médio por iteração (s)	Nº de Iterações
N	$8,3 \times 10^5$	43317	28	1528

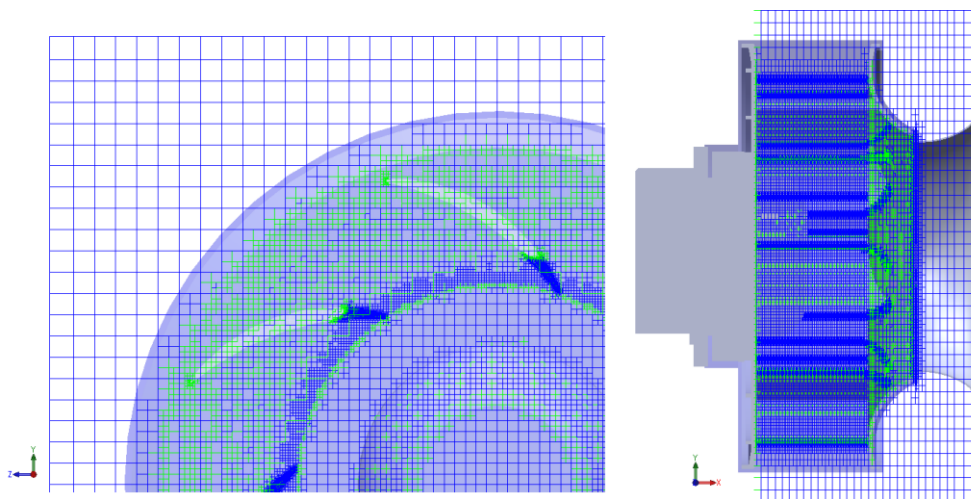


Figura 4.41 – Malha utilizada no ventilador para a previsão da respetiva curva de desempenho.

A figura 4.42 representa a curva de desempenho (a cor amarela) fornecida pelo fabricante, em conjunto com os cinco diferenciais de pressão impostos ao modelo rotacional desenvolvido.

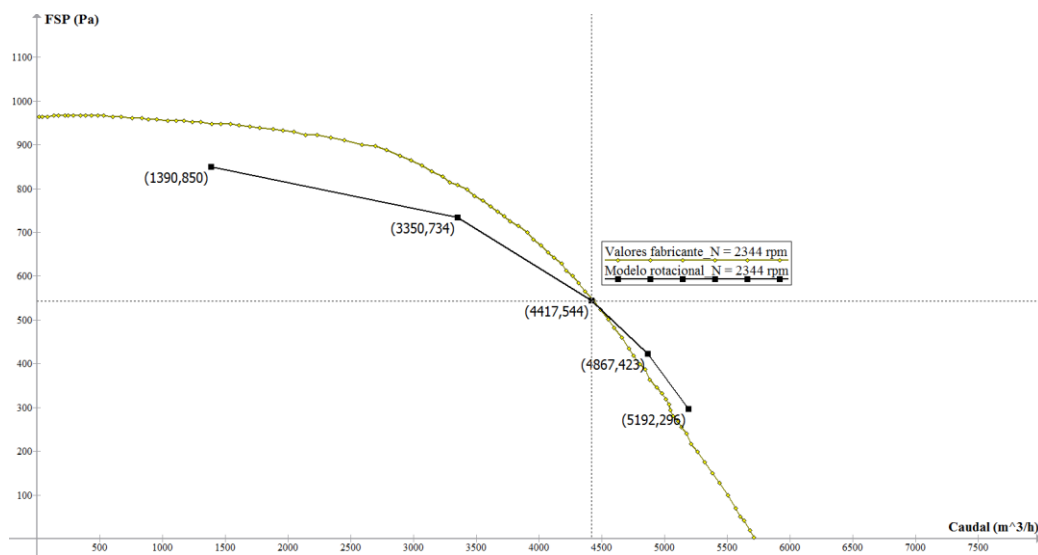


Figura 4.42 – Curva de desempenho do ventilador para uma velocidade de rotação $N = 2344 \text{ rpm}$.

A envolvente teórica do presente modelo rotacional, foi desenvolvida ao longo do subcapítulo 2.3.3, criando a base para a compreensão da influência da variação do valor das condições fronteira impostas ao modelo - nos diversos pontos de funcionamento –, e também na perceção do seu real impacto no desempenho final do sistema. A figura 4.43 ilustra um desses exemplos, onde para o ponto de funcionamento representado à esquerda na figura, é perceptível através da velocidade relativa ao

referencial não inercial (VRF), o arrasto atrás de cada pá devido ao baixo caudal inerente a um alto diferencial de pressão imposto - este caso ilustra o segundo ponto do modelo ensaiado (i.e. FSP = 734 Pa), representando na figura 4.42. À direita está representado - na mesma escala de velocidades do anterior e para a mesma velocidade de rotação – um outro diferencial de pressão imposto, através das condições fronteira escolhidas para o modelo, onde é perceptível uma redução no arrasto atrás de cada pá do ventilador, um aumento da velocidade relativa em todo o seu plano simétrico e consequentemente uma melhoria no desempenho, implícito no aumento do valor do caudal.

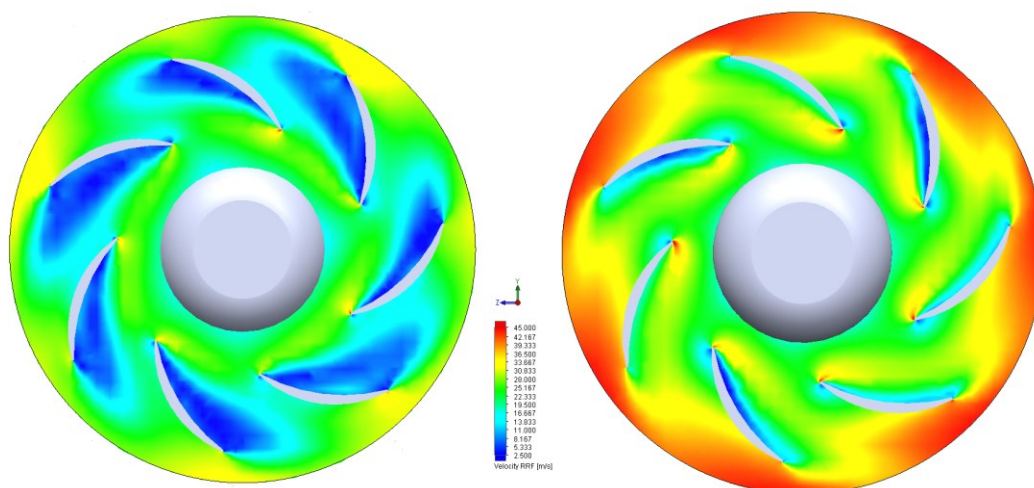


Figura 4.43 – Campo de velocidade relativa ao referencial não inercial, numa velocidade de rotação fixa, para duas condições de funcionamento diferentes.

Por último, e considerando válida a metodologia aplicada no desenvolvimento do modelo rotacional, selecionou-se um dos pontos de funcionamento utilizados anteriormente – tanto no modelo experimental, como no modelo numérico – para simular um escoamento completo dentro de um troço de conduta de perfil retangular, para em seguida se proceder à respetiva caracterização de algumas secções transversais de velocidade absoluta e axial (segundo o eixo Oz), implícitas ao ponto escolhido. Admitiu-se para isso uma área de secção igual à utilizada em ambos os modelos referidos anteriormente e o ponto de funcionamento P_5 - $Q_v = 5400 \text{ (m}^3/\text{h)}$. Através da consulta do SAHS, retirou-se a parcela total de perda de carga interna - implícita ao conjunto de componentes presentes na UTA -, e em coerência com o procedimento adotado tanto no modelo experimental, como numérico (condição de perda de carga externa), adicionou-se-lhe a esse valor uma de perda de carga adicional equivalente a 200 Pa. A tabela 4.10 sintetiza o conjunto de parâmetros numéricos de interesse, tanto para as condições fronteira escolhidas, como para a constituição do domínio numérico desenvolvido, utilizados para recriar o escoamento em referência.

Tabela 4.10 - Valores numéricos relativos à validação de um escoamento completo dentro de um troço de conduta retangular inerente a um modelo rotacional.

Velocidade de rotação (rpm)	Pressão total à entrada (Pa)	Pressão estática à saída (Pa)	Malha utilizada	Tempo de cálculo	Tempo médio por iteração	Nº de iterações
2550	101325	101625	$1,8 \times 10^6$	87,5 hr	1 min 10 s	4443

Em baixo está representado (com a mesma escala) através das figuras 4.44 e 4.45, o campo de velocidades absoluta visto de cima e algumas das secções transversais relativas ao mesmo, no ponto de funcionamento escolhido para o modelo.

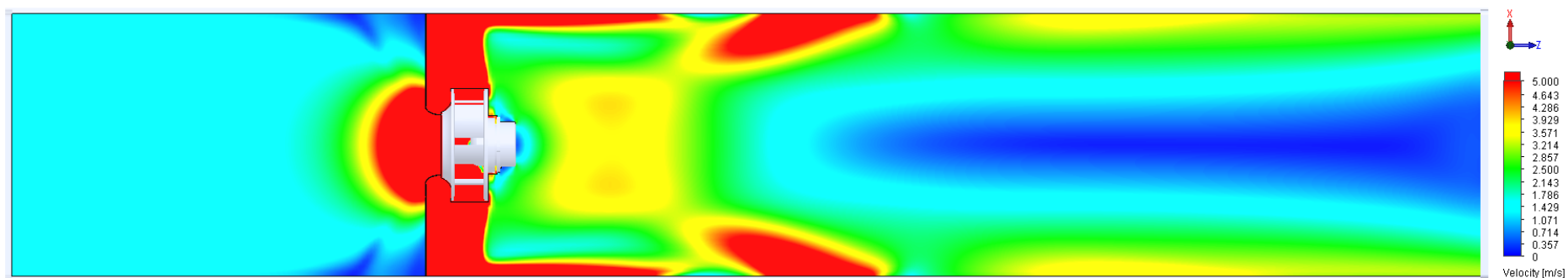


Figura 4.44 – Vista de cima do campo de velocidade absoluta do escoamento desenvolvido decorrente de um modelo rotacional.

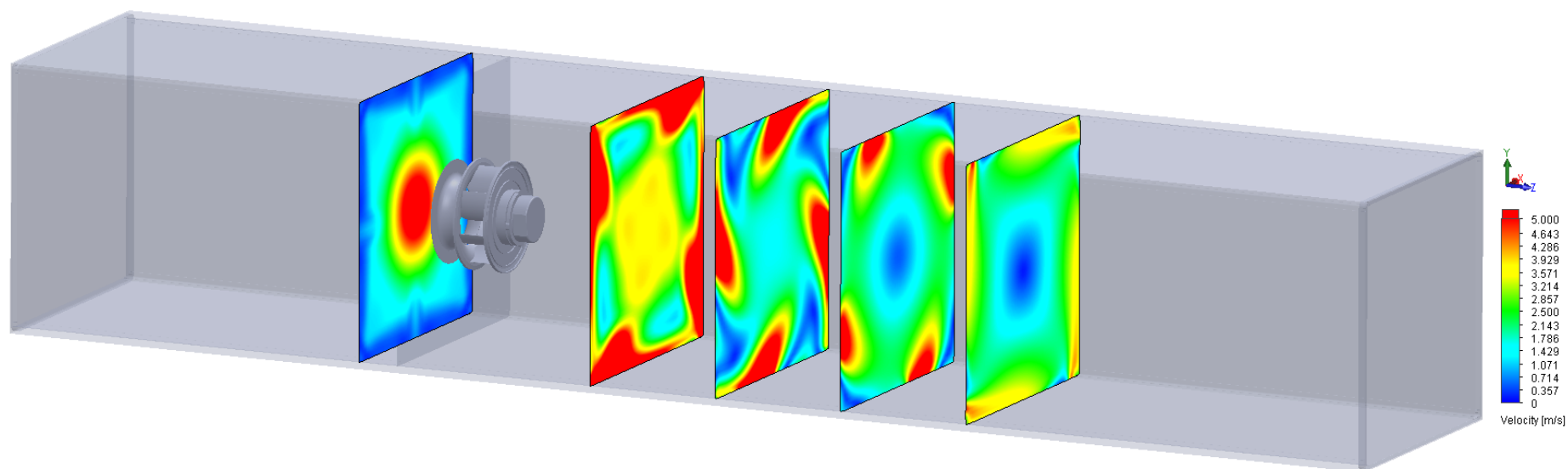


Figura 4.45 – Perspetiva do corte segundo o plano YZ com representação de cinco secções transversais de velocidade absoluta.

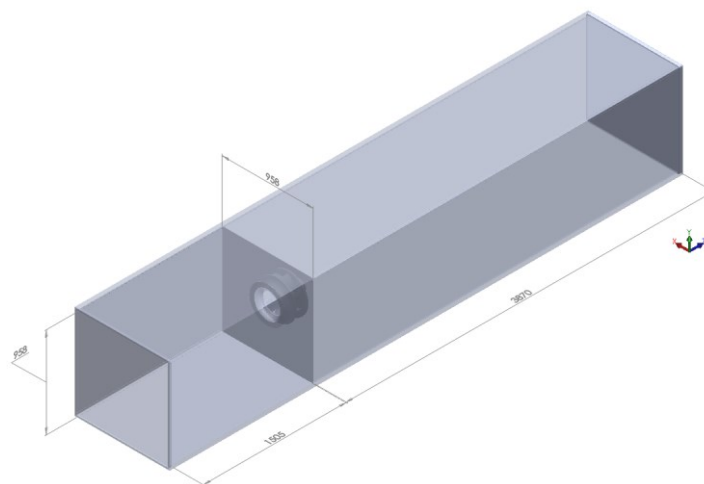


Figura 4.46 – Representação e respetivas medidas de interesse, do modelo geométrico utilizado no desenvolvimento de escoamento induzido por um ventilador centrífugo.

Como referido anteriormente, na figura 4.45 estão representadas cinco secções transversais de velocidade absoluta, uma a montante (150mm) e quatro a jusante (500mm, 1000mm, 1500mm e 2000mm) da secção do ventilador. Começa-se por caracterizar a secção transversal a montante da mesma, também vulgarmente especificada como olho de influência do ventilador. Do ponto de funcionamento escolhido (i.e. valor do caudal) e das respetivas dimensões do modelo (i.e. área de secção), calcula-se em função das mesmas a velocidade axial de referência para uma posterior base de comparação.

$$Q_v = v \cdot A \Leftrightarrow v \approx 1,63 \text{ m/s} \quad (4.31)$$

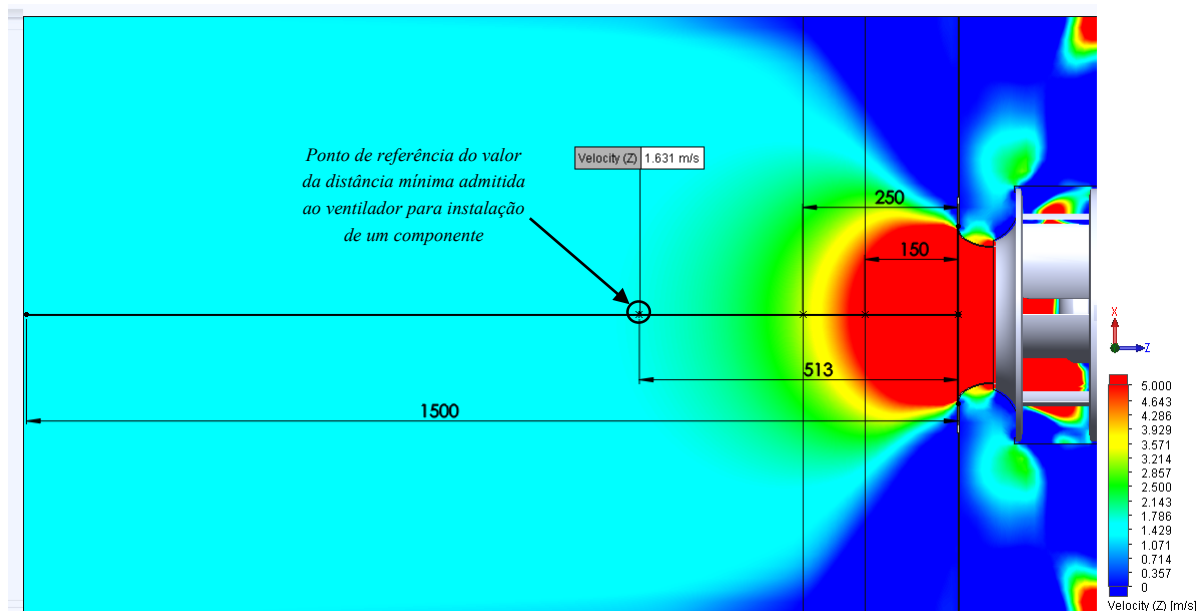


Figura 4.47 – Vista de cima aproximada da componente axial (Z) da velocidade absoluta da zona de influência a montante da secção do ventilador.

Considerando o valor da velocidade axial calculado através da equação 4.31 e com base na figura 4.47 e 4.48 é possível identificar o valor de uma distância aproximada, para o qual o projeto de dimensionamento de uma secção semelhante à utilizada durante o ensaio experimental, teria de considerar para evitar problemas no processo de tratamento (e.g. arrastamento de gotas em baterias de

arrefecimento), consequente redução nos valores de eficiência dos mesmos e um aumento do desgaste implícito dos componentes, e.g. filtros.

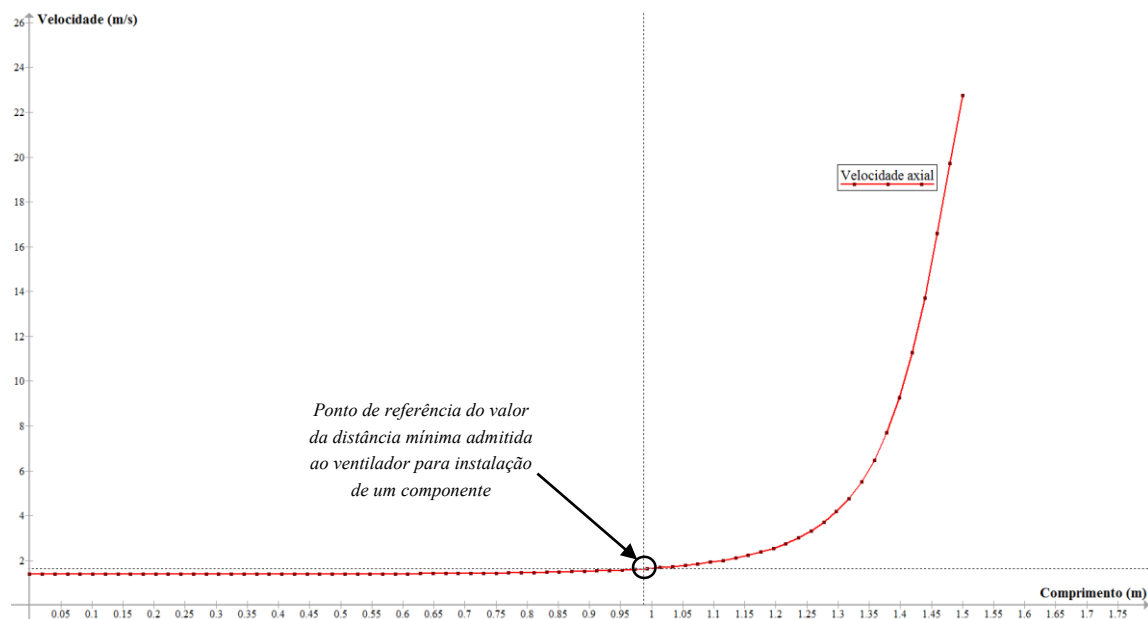


Figura 4.48 – Evolução da componente axial da velocidade absoluta ao longo eixo Oz a montante da secção do ventilador.

A figura 4.49 ilustra a vista frontal de duas secções transversais de velocidade axial a 250mm e 150mm a montante da secção do ventilador, onde são perceptíveis as zonas de maior e menor velocidade axial, associadas tanto ao ventilador utilizado como ao perfil geométrico da secção da UTA, i.e retangular. A localização de ambas está também representada vistas de cima na figura 4.47.

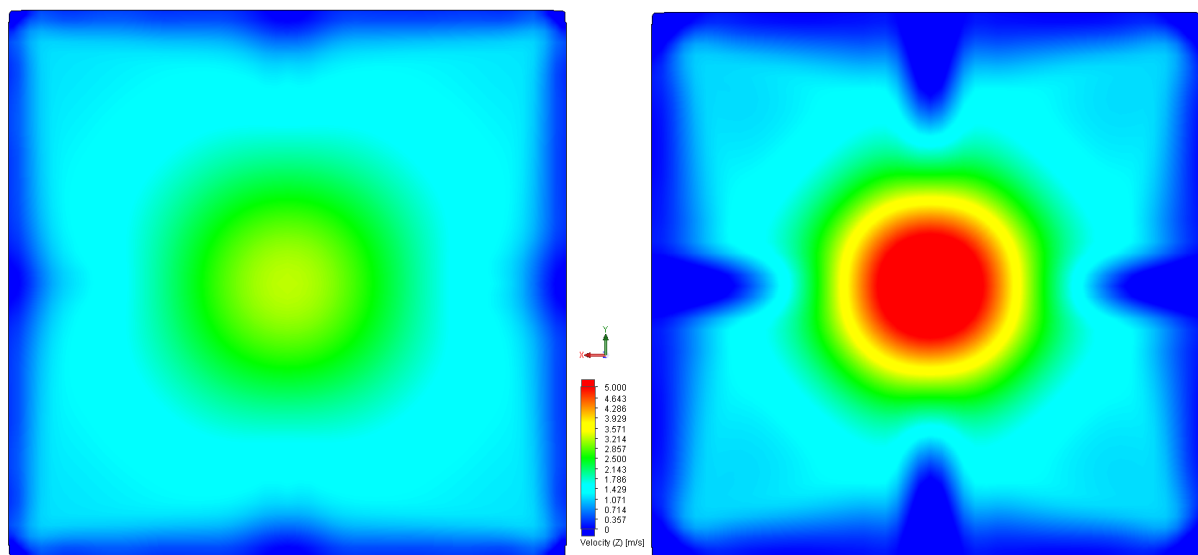


Figura 4.49 – Vista de frente da secção transversal da velocidade axial a 250mm (à esquerda) e 150mm (à direita) da secção a montante do ventilador.

A caracterização das secções transversais a jusante do ventilador são mais complexas devido ao fenómeno de *swirl* induzido pelo ventilador centrífugo utilizado. Na ausência de uma validação experimental e apenas com base no modelo numérico desenvolvido aplica-se o método de *log-Tchebycheff* (log-T) sugerido em literatura (ASHRAE, 2009) para secções com largura e altura superiores a 500mm. A aplicação deste método tem como objetivo a caracterização do perfil de

velocidades num determinado local do sistema com base na medição de pelo menos 25 pontos de registo, e define a uniformização e respetiva velocidade média da secção, pelo que deve ser aplicado – na ausência de uma grelha corretora de escoamento (em inglês *straightening vanes*) – num escoamento desenvolvido e a uma distância não inferior a sete diâmetros hidráulicos a jusante de uma perturbação no escoamento. Para o caso abordado, não é pretendido a medição da velocidade média, mas apenas a perceção do modo de como é estabelecida a distribuição de velocidades e respetivo caudal implícito, em secções relativamente próximas ao ventilador, i.e. $< 3m$.

Desta forma escolheu-se uma matriz com 30 pontos de medição, distribuídos com base no método *log-Tchebycheff* para o perfil de secção em referência, como forma de caracterizar uma secção transversal da velocidade axial a um metro de distância da secção do ventilador.

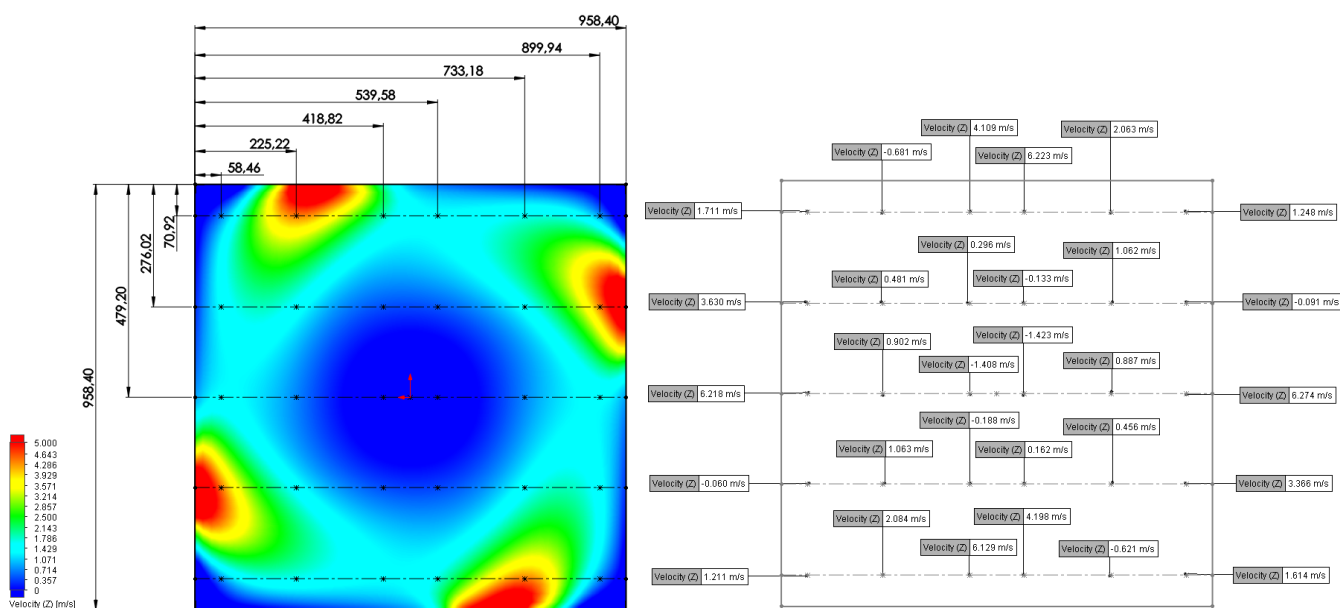


Figura 4.50 – Vista de frente e aplicação do método log-Tchebycheff à secção transversal da velocidade axial a 1m de distância da secção a jusante do ventilador.

Note-se que o valor de referência para o dimensionamento do sistema, estava calculado para uma velocidade axial na ordem dos $1,63 \text{ m/s}$, onde, mediante aplicação do método *log-Tchebycheff* (representado na figura 4.50), se registaram valores aproximadamente quatro vezes superiores.

A uma não-uniformização da secção transversal de velocidades, está inevitavelmente implícito um conjunto de fatores que prejudicam a eficiência e desempenho do processo, tais como o aumento do nível de desgaste de componentes, o aumento do valor de perda de carga medido e também o aumento de intensidade de fenómenos de regeneração de ruído intrínsecos à turbulência gerada pela interação entre componentes e o escoamento. É por isso fundamental a caracterização das condições de funcionamento, precedida de uma correta avaliação do perfil do escoamento medido a montante de cada secção de tratamento, com particular importância em secções instaladas a jusante do ventilador, onde - como demonstrado - a aproximação por recurso a médias de velocidade de secção, aumenta consideravelmente o erro associado à previsão dos valores de eficiência e desempenho do sistema.

Para concluir apresenta-se com recurso à figura 4.51 a evolução do fenómeno de *swirl* capturado através do modelo rotacional e o respetivo desenvolvimento da secção transversal de velocidade axial, ao longo dos quase quatro metros de troço de conduta retangular considerados no desenvolvimento do presente modelo numérico.

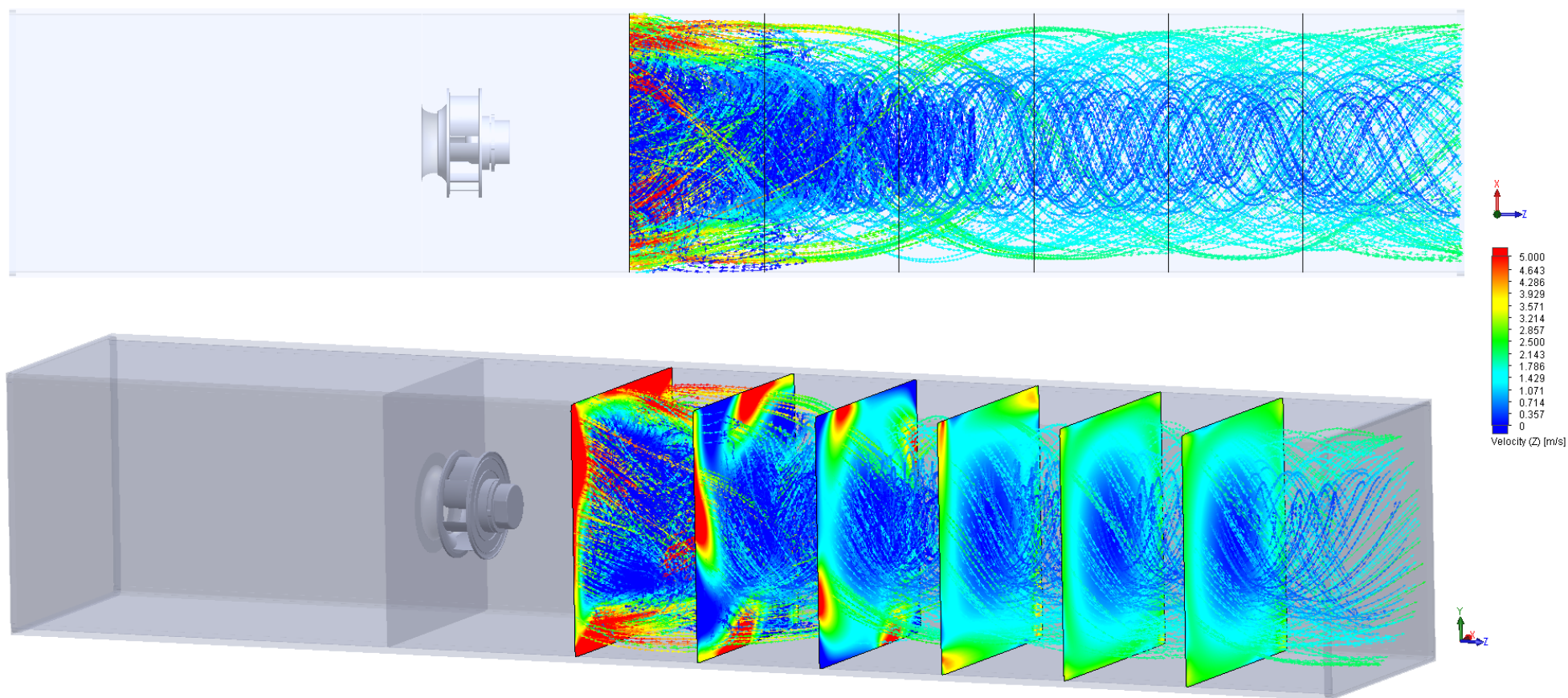


Figura 4.51 – Fenómeno de swirl e evolução da secção transversal de velocidade axial a jusante da secção do ventilador.

5. Conclusões e Sugestões de Continuidade

5.1 Acústica

Em forma de síntese e conclusão da análise à componente acústica em foco no desenvolvimento de praticamente todo o segundo capítulo, enunciam-se os parâmetros a considerar durante o projeto de dimensionamento de um conjunto de atenuadores dissipativos semelhante ao analisado durante o presente trabalho. A previsão acústica de uma secção, está inevitavelmente ligada à absorção, atenuação e supressão do espectro sonoro incidente. Para tal, é imperativo que o campo sonoro inerente ao processo de tratamento de ar interaja com o material fibroso presente nos septos e que este – com dependência de um elevado número de fatores – consiga captá-lo e dissipá-lo, leia-se reduzir a energia sonora por este transportada, durante a sua passagem. Apresentam-se em seguida por tópicos e sem ordem de relevância, as diferentes variáveis que de um modo geral contribuem para a eficiência acústica da secção.

Conjunto de variáveis fundamentais num projeto de atenuadores dissipativos:

Perda por Inserção; Perda por Transmissão; Regeneração de ruído; Queda de pressão; Sentido e intensidade da velocidade do escoamento;

- Enunciado no último parágrafo do subcapítulo 2.1.3, a influência do escoamento - respetiva intensidade e sentido - no desempenho acústico da secção é mais acentuada para velocidades superiores aquelas que são normalmente praticadas em unidades AVAC. No entanto, é importante que se considere o fenómeno, pois o mesmo pode ou não contribuir favoravelmente para o desempenho acústico dos atenuadores. Constata-se um ligeiro aumento do mesmo para sentidos contrários – entre escoamento e propagação sonora -, devido a uma exposição mais prolongada do campo sonoro ao absorvedor acústico e uma ligeira redução para sentidos concordantes. Também a banda oitava principal de frequências atenuadas diferem entre sentidos, sendo a atenuação de baixas frequências mais eficiente em sentidos contrários e o inverso para sentidos concordantes.
- O efeito de regeneração de ruído em atenuadores está associado à intensidade da interação entre o escoamento e a secção acústica, de entre diversos fatores esta depende fortemente da velocidade, área livre de passagem e condições do meio, este fenómeno pode interferir com a eficiência acústica da secção e estabelece o limite mínimo de eficiência alcançado (IL) para um conjunto de atenuadores.
- É um facto que o fenómeno de propagação acústica está inevitavelmente associado ao meio onde ocorre, e portanto uma variação nos valores de referência do mesmo, em específico no da temperatura, irão alterar a intensidade e valores de atenuação do mesmo. A variação da temperatura no meio faz variar a velocidade e o modo de propagação do campo sonoro, a

densidade do meio, a viscosidade cinemática e algumas propriedades do material, (e.g. resistividade ao fluxo) parâmetros esses que distorcem a curva de atenuação como ilustrado na figura 2.31 e desenvolvido ao longo do subcapítulo 2.2.2. Esta ligação entre variáveis irá, com base nas relações gerais de atenuadores, modificar os valores de comprimento de onda nas baixas - $2d \approx \lambda/8$ – e altas - $\lambda < 2h$ – frequências, comprometendo assim a eficiência da secção projetada.

- Como demonstrado no subcapítulo 2.2.2 as propriedades do absorvor acústico têm uma influência direta na eficiência do processo de atenuação. O desenvolvimento do conteúdo teórico implícito, objetiva a compreensão das mesmas e do seu acoplamento para um domínio da componente de previsão acústica inerente à sua capacidade dissipativa. Salienta-se nessa perspetiva a resistividade ao fluxo do material, propriedade física fundamental em análise acústica, que traduz a capacidade do mesmo em captar o espectro sonoro incidente. Relembra-se que o comportamento do material quando submetido acusticamente a um espectro sonoro, é determinado pela sua constante de propagação e impedância acústica específica, por sua vez composta por duas variáveis distintas e acusticamente antagónicas - resistência e reactância – cujo seu valor pode ser calculado empiricamente através da metodologia caracterizada no subcapítulo 2.2.2. Foca-se o segundo parâmetro - este define a dissipação no material à passagem do campo sonoro - onde se pretende que o mesmo tenha um valor elevado, capaz de dissipar a energia (i.e. transformar energia cinética em calor) transportada pelo campo sonoro durante a passagem pelo material. Em suma, há um compromisso entre a resistividade ao fluxo e a reactância sonora do material, não sendo possível a seleção de um material que permita uma elevada captação sonora e uma dissipação eficiente em simultâneo, conservando-se a hipótese de restrição na espessura máxima admitida para o material. O projeto acústico deve assim considerar, o equilíbrio entre a resistividade ao fluxo e a máxima espessura possível para o absorvor, não esquecendo a relação entre a última com a variação do diferencial de pressão na secção.
- Como introduzido inicialmente no subcapítulo 2.1.3, existe um acoplamento implícito entre as diversas componentes de sistema presentes nos atenuadores. Um estudo que objetive a otimização de uma secção acústica, passa inevitavelmente por considerar as referidas componentes e equilibrá-las mediante as condições requeridas. A componente geométrica é facilmente correlacionável com a acústica, bastante evidente na equação (2.97) que define a fórmula simplificada de perda por inserção total medida na secção. Ao se analisar a relação, é perceptível a necessidade de moldar a geometria da secção à curva de atenuação pretendida, nomeadamente no comprimento total dos atenuadores e respetivo espaçamento entre estes, por forma a se obter a IL desejada na gama de frequências requerida. A figura 2.49 representa convenientemente a influência do parâmetro adimensional geométrico e respetiva área livre de secção, na curva de atenuação acústica implícita, onde a única variável em avaliação é o espaçamento entre atenuadores.

Método Empírico de Previsão Acústico

Abordado durante todo subcapítulo 2.2.4, o método empírico de previsão acústico foi amplamente explorado para a análise e previsão da constante de atenuação normalizada intrínseca à secção acústica em referência. Apesar dos resultados obtidos, na ótica do autor, não considerarem o fenómeno de

regeneração de ruído, o metodologia inerente é bastante prática de ser aplicada e em conjunto com um algoritmo ajustado, seria capaz de ser utilizada recorrentemente para o efeito pretendido. Do conjunto de modelos apresentados e dos diferentes parâmetros ensaiados numericamente, é possível sintetizar um conjunto de ilações importantes, relativas ao balanço entre parâmetros adimensionais a considerar, durante a fase de um projeto de atenuadores acústicos. Consta-se que não existe um conjunto ideal de parâmetros pré-definidos e que estes dependem de uma série de fatores intrínsecos à sua finalidade e como tal variam consoante a intensidade da fonte sonora, as condições de operação e as frequências que se pretende atuar (Müller & Möser, 2013, p. 270).

O compromisso entre a variável de espessura do atenuador e o parâmetro adimensional de material adquire extrema importância durante o fenómeno de propagação acústico. Para baixos valores de resistividade ao fluxo R_s , a eficiência na largura de banda efetiva aumenta o seu valor com o aumento do valor no parâmetro adimensional geométrico A_L e reduz em paralelo, o valor do pico de atenuação. Este efeito é mais acentuado para materiais cujo seu valor de resistividade ao fluxo é relativamente reduzido, i.e. $< 10\,000\text{ MKS Rayls.m}^{-1}$. Para valores mais elevados do parâmetro adimensional de material, a influência da espessura do mesmo no desempenho acústico da secção tende a diminuir, tanto na largura de banda efetiva como no valor do pico de atenuação. A variação desse parâmetro para valores fixos de espessura, tende a influenciar a frequência onde está localizado o pico de atenuação, isto é, com o aumento do mesmo, a curva de desempenho acústico tende a sofrer uma translação para valores mais elevados na banda de oitava principal, este fator acentua-se para valores mais reduzidos no parâmetro geométrico adimensional, onde pode efetivamente transladar o pico de atenuação em mais de uma oitava.

Conclui-se que para determinados valores no parâmetro geométrico A_L em conjunto com materiais de valores médio-baixos no seu parâmetro adimensional de material ($R < 20$), é possível atingir-se um pico de atenuação mais eficiente para frequências mais baixas na banda de oitava principal. A síntese foi baseada na análise dos valores apresentados na tabela 2.12, nas curvas de desempenho no subcapítulo 2.2.4 e em anexo (A) e também nas ilações dos respetivos autores ao longo do desenvolvimento da componente acústica (Ingard, 2010; Ramakrishnan & Watson, 1991; Vér & Beranek, 2006).

5.2 Aerodinâmica

O estudo proposto e respetiva metodologia aplicada à análise de influência da componente aerodinâmica nos atenuadores dissipativos de perfil retangular, envolveu o recurso em paralelo de um modelo numérico e um outro de carácter experimental. Em primeira instância com o objetivo de aproximar os resultados obtidos entre ambos, criou-se uma base sólida de suporte para um desenvolvimento sustentado do modelo numérico, de maneira a que numa fase posterior o mesmo pudesse ser utilizado como ferramenta de otimização da referida componente. A aplicação desta metodologia pode ser alargada aos restantes componentes dentro de uma UTA, tanto a nível individual (como foi o caso abordado) como coletivo, quer na vertente aqui desenvolvida (i.e. otimização de componente), como na avaliação da influência na ordem de disposição, leia-se a sequência de processos de tratamento, estabelecida entre componentes dentro da unidade de tratamento. É assim possível analisar-se, de que forma esta influencia a eficiência quer a nível individual quer global, tanto do componente como de todo o processo de tratamento em si.

O modelo experimental foi desenvolvido como referido, com base em algumas diretrizes sugeridas pela norma específica para este tipo de ensaios (ISO 7235, 2009), ainda assim – na opinião do autor – houve duas que efetivamente não foram incluídas no estudo e que poderiam trazer uma maior autenticidade e robustez ao mesmo. A primeira seria a de garantir a montante da secção acústica, precedido de uma análise ao escoamento medido, que o mesmo se apresentava completamente livre de recirculação e que o seu vetor de velocidade absoluta seria maioritariamente composto pela sua componente axial. A segunda relaciona-se com o limite mínimo admitido pela norma para o valor de perda de carga registado em cada ponto de funcionamento ($> 5 Pa$), que a ser cumprido seria preciso optar-se ou por atenuadores com maior comprimento - o que não foi possível devido às condicionantes geométricas inerentes à secção acústica -, ou por valores de caudal superiores aos utilizados - o que considerando a dimensão da secção transversal do modelo, a velocidade implícita a valores de caudal superior, estaria fora do aceitável para este tipo de unidades.

Mesmo com as referidas condicionantes o grande objetivo da dissertação – o de reduzir o consumo energético através do aumento da eficiência do componente – ficou efetivamente demonstrado e validado através do modelo experimental, onde o acoplamento das diversas geometrias tanto no bordo de ataque, como no bordo de fuga, apresentaram um aumento no desempenho do conjunto e consequente redução no valor de perda de carga medido. Aqui, e para quase todos os perfis foram conseguidas reduções médias na ordem dos 30% ao longo do intervalo de pontos de funcionamento ensaiados, o que é concordante com modelos idênticos e respetivos valores de perda de carga apresentados por fabricantes que recorrem ao mesmo tipo de perfis.

Relembra-se que todos os outros parâmetros de secção foram mantidos – exceção feita ao perfil D4 - e que o estudo foi realizado sempre em prol das condicionantes de projeto impostas pelo modelo, pois era também objetivo do mesmo a não alteração nem da componente geométrica, nem da componente mecânica intrínsecas ao modelo em análise, pois as mesmas – como já caracterizado – poderiam ter influência na eficiência da componente acústica da secção.

Em relação aos perfis desenvolvidos e aos valores obtidos para os respetivos desempenhos, os mesmos estão convenientemente sintetizados graficamente, em conjunto com as respetivas interpretações ao longo dos dois modelos desenvolvidos. No entanto, é possível concluir que a geometria de perfil circular (R50) com 50mm de raio para o bordo de ataque - considerando um atenuador com 100mm de espessura - foi a que melhor desempenho demonstrou ao longo dos ensaios. A esta e ainda que subentendida, está também – devido à redução da velocidade entre canais de passagem – uma redução no valor desgaste decorrente das forças de fricção geradas durante a interação entre o escoamento e o absorvedor acústico, o que melhora também a eficiência da componente mecânica do projeto.

Já para o bordo de fuga, foi o acoplamento do perfil tipo difusor (D4) que demonstrou melhores resultados, apesar de a este, estar inevitavelmente associada uma ligeira perturbação da eficiência da componente acústica devido à redução de material inerente à sua utilização - aproximadamente 10% do volume total inicial do mesmo -, no entanto a mesma poderá ser compensada com a diminuição da intensidade do fenómeno de regeneração de ruído inerente à turbulência gerada na zona de descontinuidade do mesmo. A configuração decorrente da utilização de ambos os perfis, foi a que melhor desempenho apresentou em todos os pontos de funcionamento, com uma média de redução no valor de perda de carga medido perto dos 50%.

O desenvolvimento do modelo de previsão numérico na presente dissertação, foi feito com base no *software* comercial – *Flow Simulation* - de simulação na área da mecânica dos fluidos computacional (CFD). A abordagem adotada para a sua aplicação em função da metodologia de otimização pretendida, passou por uma simplificação do modelo experimental real (UTA), a um modelo simples de duas dimensões, apenas referente à secção de atenuadores em estudo e às respetivas ligações a montante e a jusante da mesma, para prevenir uma possível influência das condições fronteira sobre esta. Esta abordagem foi essencial na aplicação das ferramentas de otimização e parametrização em estudo, pois e considerando o tempo de cálculo associado a cada configuração, para cada ponto de funcionamento, não seria possível optar-se em primeira instância pelo modelo tridimensional. A seleção de um regime em escoamento permanente e uma malha inicial menos densificada (200×10^3), permitiu fazer-se uma boa aproximação do modelo dimensional ao experimental, e apesar da previsão no valor de perda carga de cada configuração feita por este, se apresentar em média inferior à do experimental, as curvas de tendência traçadas para cada uma, conseguem fazer uma boa previsão da resposta de cada perfil.

Em seguimento do anterior modelo, escolheram-se três configurações diferentes de atenuadores e executou-se o mesmo procedimento de ensaio para um modelo tridimensional. Este por sua vez, apresentou-se menos conservativo e o conjunto de resultados obtidos através do mesmo demonstraram uma melhor aproximação - quando comparados com os obtidos através do modelo bidimensional - ao conjunto de valores medido através da vertente experimental.

Por último modelou-se um escoamento induzido por um ventilador centrífugo semelhante ao utilizado experimentalmente, como forma de se caracterizar a evolução das respetivas secções de velocidade – absoluta e axial – ao longo do modelo geométrico considerado. Posto isto, foram identificadas e interpretadas algumas das zonas críticas inerentes a este tipo de escoamento e em que medidas estas influenciam negativamente o processo de tratamento de ar, nomeadamente a jusante da secção do ventilador.

Conclui-se assim, que a metodologia aplicada na otimização de um determinado componente dentro de uma UTA, com base no desenvolvimento em paralelo de dois diferentes modelos de estudo (i.e. experimental e numérico) tem um enorme potencial na previsão e respetiva validação do mesmo, e que esta, após comparação de resultados se mostrou eficaz e consistente.

5.3 Proposta de trabalho futuro

- Inerente às UTA e respetivo processo de tratamento, estão diversas secções – idênticas à analisada – que desempenham outras funções em benefício do processo de climatização implícito, e.g. secção de filtros. A estas inevitavelmente, está igualmente associado um valor de perda de carga, que por sua vez se correlaciona com o perfil e magnitude do campo de velocidades a montante de cada secção, bem como na eficiência do processo intrínseco a cada uma. Assim, propõe-se que a metodologia de otimização já referida para a secção acústica seja alargada a mais secções dentro das UTA. A compreensão e domínio das variáveis em proveito de um processo mais eficiente é imperativo para o aumento da eficiência energética associada a esta parcela dos sistemas AVAC.

Com igual relevância, está o estudo das distâncias entre componentes em função da eficiência de processos implícitos aos mesmos, esta é outra vertente da componente de otimização de processo bastante interessante de analisar. Ainda que de caráter global, o autor estabelece assim, a primeira sugestão que segue em paralelo ao conteúdo motivacional apresentado pela presente dissertação.

- Os atenuadores, como referido anteriormente, podem desempenhar uma função de uniformização de escoamento. Como estes são normalmente instalados a jusante do ventilador, propõe-se uma abordagem nesse sentido, precedida da compreensão e conhecimento da evolução do perfil de velocidades ao longo da secção. Este ponto tem particular relevância caso a jusante da secção acústica esteja instalado outro qualquer componente requerido pelo processo de tratamento (e.g. filtros), podendo a ação de uniformização do escoamento desempenhada pelos atenuadores levar a um aumento de eficiência tanto do processo – pois o volume de ar apresenta-se uniformemente distribuído na secção transversal –, como a um aumento na componente energética – menor perda de carga –, e por último da componente mecânica – menor desgaste do componente.
- Avaliar através do recurso ao modelo experimental, o alcance do método empírico de previsão acústica explorado como processo sistemático no cálculo do desempenho e eficiência desta componente, em função das condições de funcionamento dentro da UTA. Acoplado a este estudo, propõe-se também a criação e desenvolvimento de um modelo corretor, capaz de prever a intensidade do fenómeno de regeneração de ruído para a secção analisada, em função da velocidade a montante da mesma. Pretende-se desta forma criar uma ferramenta sólida e representativa do modelo acústico analisado.
- Recorrendo à componente de simulação numérica, propõe-se a continuidade ao desenvolvimento teórico apresentado no subcapítulo 2.2.3, em conjunto com o modelo empírico apresentado no subcapítulo 2.2.2, para determinar as propriedades acústicas do material – impedância acústica e a constante de propagação – fundamentais para o solucionamento da equação de onda. Em primeira fase, apenas para o modo fundamental de propagação e posteriormente – em semelhança ao modelo de Ramakrishnan e Watson (Ramakrishnan & Watson, 1991) – considerar também os restantes modos superiores. Objetivando-se a criação de um conjunto de curvas representativas da secção analisada, diminuindo assim, o erro inerente a esta metodologia¹⁰.
- A utilização de uma única camada semi-rígida, idêntica à ilustrada na figura 5.1 (a), como base do suporte acústico do atenuador, ainda que sendo a abordagem mais comum, pode não ser a mais eficiente para o espectro sonoro em toda a sua amplitude. Caso se pretenda atuar em frequências situadas na gama inferior da banda de oitava, existem perfis alternativos, que conjugam o fenómeno dissipativo com o reativo, podendo em algumas situações – mesmo que economicamente pouco viáveis – apresentar um melhor desempenho. Bies e Hansen (Bies & Hansen, 2009) demonstram analiticamente que para um perfil de duas camadas semi-rígidas porosas, separadas - precedido do cálculo do ponto de distância ideal - por uma câmara de ar (ver figuras 5.1 c e d) em conjunto com

¹⁰ Aconselham-se as seguintes referências como ponto de partida e desenvolvimento deste ponto - (Astley & Cummings; Ramakrishnan & Watson, 1991).

a introdução de partições que formam pequenas câmaras de reflexão e impedem a propagação do campo sonoro em paralelo com o eixo axial do atenuador, ou seja um comportamento semelhante a absorvedores acústicos do tipo *locally reacting* (ver figuras *e* e *f*), atingem o mesmo desempenho que um atenuador com uma espessura idêntica apenas composto por uma camada semi-rígida de lã de rocha comum (Bies & Hansen, 2009, p. 319). Em suma, sugere-se o recurso à componente experimental, como ferramenta de estudo à introdução de novos perfis (ilustrados na figura 5.1), para que desta forma, precedido do conhecimento do espectro sonoro incidente, se saiba exatamente qual o perfil ideal a ser adotado pelo atenuador.

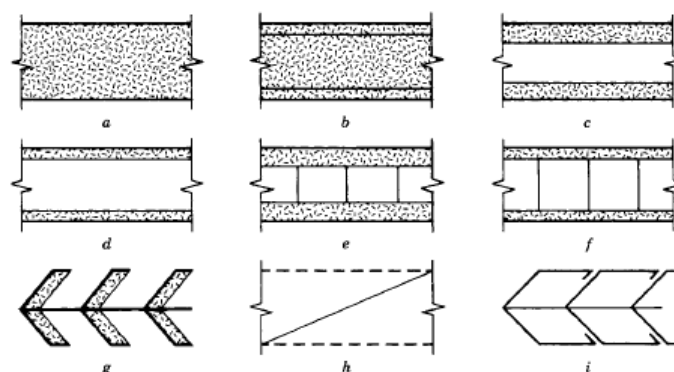


Figura 5.1 – Secções transversais comuns e alternativas para utilização na composição de atenuadores dissipativos/reactivos (Vér & Beranek, 2006).

- Outra sugestão apresentada para o desenvolvimento da componente acústica, é relativa ao aumento acentuado dos níveis de atenuação, para a gama das altas frequências da banda de oitava principal. Durante o estudo e análise do estado da arte da referida componente implícita aos atenuadores acústicos, o autor deparou-se com algumas sugestões e referências – ainda que pouco sustentadas – para uma configuração de secção acústica, diferente das até então apresentadas. Diversos autores (Bell & Bell, 1994; Embleton, 1971; Vér & Beranek, 2006) referem a possibilidade de se eliminar a linha reta existente entre a secção a montante e a jusante da secção, com a introdução de um segundo estágio de atenuadores, semelhante à ilustrada pela figura 5.2. Esta configuração pode na gama das altas frequências, aumentar a perda por inserção no nível de potência sonora medido a jusante, em mais de 10 dB (Vér & Beranek, 2006, p. 318).

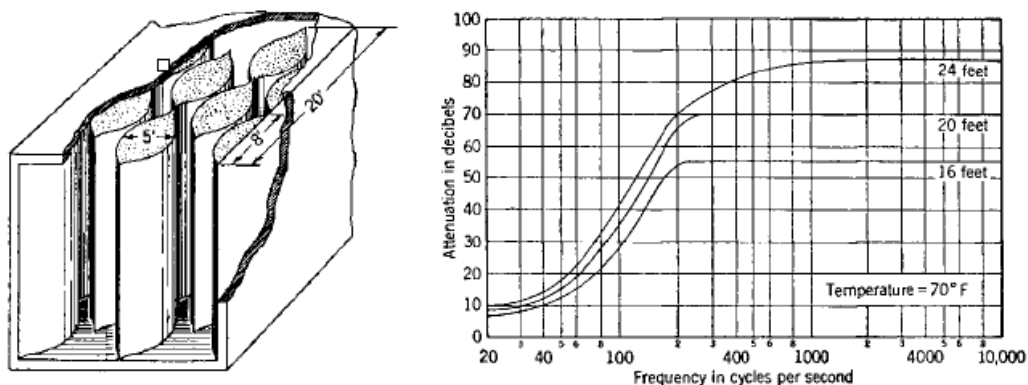


Figura 5.2 - Configuração multi-estágio de atenuadores e respetivo desempenho do conjunto (Beranek, 1993).

Outra sugestão para eliminar a linha reta entre secções, é relativa à completa alteração da geometria usual adotada para os atenuadores retangulares. A figura 5.3 favorece a comparação entre os níveis de potência sonora medidos a jusante da secção, entre uma configuração de atenuadores comum, e

um outra que adota o conceito referido. Ambas as disposições e respetivos aumentos de eficiência, estão associadas à relação - já enunciada diversas vezes ao longo do capítulo da componente acústica -, entre o comprimento de onda e o espaçamento entre atenuadores, $2h < \lambda$.

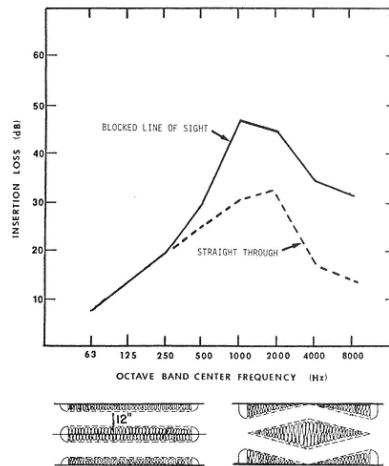


Figura 5.3 - Comparação entre a configuração comum e a alternativa de uma secção acústica, para avaliar a eficiência de atenuação nas altas frequências (Bell & Bell, 1994, p. 278).

Por último, o trabalho desenvolvido na dissertação de Xiaowan Su (Su, 2011), apresenta resultados positivos ao nível da atenuação medida, através da comparação estabelecida entre conjuntos de atenuadores idênticos mas em diferentes disposições, onde são ensaiadas experimentalmente secções paralelas e oblíquas, subentenda-se a eliminação da linha reta entre secções, nas mesmas condições. Salienta-se que da mudança na disposição de atenuadores, decorrerá um inevitável aumento no valor de perda de carga medido para a secção, pelo que neste ponto o acoplamento entre a componente acústica e a aerodinâmica não deve ser desprezada.

- Da alteração à geometria no bordo de ataque do atenuador e do já referido fenómeno de reflexão associado ao mesmo, está inevitavelmente associado um fenómeno de atenuação. Ainda que muitas vezes desprezado, o mesmo em função da geometria escolhida deve ser contabilizado, pelo que se sugere à imagem do trabalho desenvolvido por Kirby (Kirby, 2005) um estudo sobre a influência dos mesmos no fenómeno de atenuação.
- Uma das limitações do *software* aqui utilizado para desenvolver a componente aerodinâmica, é relativa tanto à sua malha (cartesiana ortogonal) quanto ao modelo turbulência ($k-\epsilon$ modificado) por este utilizado, ambos sem hipótese de seleção na fase de desenvolvimento do modelo numérico. Como tal, e de forma a determinar a diferença nos valores obtidos para as mesmas condições mas com malhas e modelos de turbulência diferentes (com e sem equações de parede), sugere-se a utilização de um outro *software* que se adapte a esta vertente. Adiciona-se a este ponto ainda uma sugestão de um estudo de previsão mais detalhado, sobre o real valor do ângulo de abertura do difusor em função das variáveis implícitas no modelo (e.g. velocidade absoluta), ou seja, uma otimização do perfil aerodinâmico D4 com o objetivo de prever de forma eficaz o valor do ângulo para o qual existe separação de camada limite
- O estudo do fenómeno turbulento inerente à interação entre o escoamento e o conjunto de atenuadores desenvolvido a jusante do mesmo - bem perceptível através da sua esteira -, não ficou

convenientemente documentado, ainda que alguns perfis desenvolvidos na presente dissertação tentem diminuir a sua intensidade. Como tal, sugere-se um estudo incidente num regime de escoamento transitório, com experimentação e estudo sobre a influência dos parâmetros de turbulência no modelo, bem como o real impacto energético de se admitir outro tipo de perfis de velocidade na secção transversal a montante da secção acústica.

- No seguimento do ponto anterior e de forma a dar continuidade à problemática enunciada no final do presente trabalho no subcapítulo 4.2.3, sugere-se um estudo mais aprofundado tanto da evolução da secção transversal de velocidades a jusante do ventilador, bem como da quantificação da sua real influência em processos de tratamento inerentes a UTA.
- A influência da rugosidade do absorvedor acústico utilizado, apresenta um fator relevante na medição do valor de perda de carga associado ao coeficiente de perdas por fricção. Como tal, também aqui seria interessante perceber, analisar e quantificar de que forma e quais os efeitos reais, leia-se ganho no valor de eficiência do conjunto, na seleção de um outro material para a configuração de um conjunto de atenuadores, com diferentes valores de rugosidade absoluta.
- De forma de manter a coerência com a base de motivação na presente dissertação e alargando o conceito de otimização aqui caracterizado à componente de material e económica, sugere-se a elaboração de um estudo sobre processos de fabrico de atenuadores, tanto na conceção dos perfis, como do processo de acoplamento direto à estrutura base do mesmo (i.e. invólucro em chapa de aço galvanizado de perfil retangular) de um dos perfis aerodinâmicos aqui apresentados. Uma otimização neste sentido, diminuiria o tempo de conceção do componente bem como do material dispendido para o acoplamento do mesmo. Ainda na sua componente económica, sugere-se também, uma análise de custos que sustentem a mudança e respetiva adaptação do perfil de atenuador utilizado a uma das aqui apresentadas. Esta avaliação passaria imperativamente por um balanço de custos entre o incremento do mesmo, pelas razões já mencionadas, no seu valor final, bem como na sua contribuição para a diminuição do LCC da unidade que o requiere. Este tópico vai de encontro à última fase da metodologia de otimização apresentada na presente dissertação, que efetivamente não foi abordado, pois o mesmo e envolvendo outro ramo da engenharia estaria fora dos parâmetros base de estudo escolhidos.

6. Bibliografia

Allard, J. F., & Champoux, Y. (1992). New empirical equations for sound propagation in rigid frame fibrous materials J. Acoust. Soc. Am., 91(6).

AMCA, I. (2007). *Fans and Systems*: Air Movement and Control Association International, Inc.

ASHRAE. (2007). *Handbook - Heating, Ventilating and Air-Conditioning - Applications (S.I. Edition)* (R. A.-C. E. American Society of Heating, Incorporated. Ed.): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE. (2008). *Handbook - Heating, Ventilating and Air-Conditioning Systems and Equipment (S.I. Edition)* (R. A.-C. E. American Society of Heating, Incorporated Ed.): American Society of Heating, Refrigerating & Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE. (2009). *Handbook - Fundamentals* (S.I. Edition): American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

ASHRAE. (2011). *Select Fans Using Fan Total Pressure to Save Energy*. American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.

Astley, R. J., & Cummings, A. (1986). *A finite element scheme for attenuation in ducts lined with porous material: Comparison with experiment*. Journal of Sound and Vibration (1987) 116(2), 239-263.

ASTM-C522-03. (2009). Standard Test Method for Airflow Resistance of Acoustical Materials.

Bell, H. L., & Bell, H. D. (1994). *Industrial Noise Control : Fundamentals and Applications* (2nd ed.): Marcel Dekker, Inc.

Beranek, L. L. (1993). *Acoustics*: Acoustical Society of America.

Bhatia, B. E., A. (2012). *Overview of Noise Control and HVAC - Acoustics in Buildings*.

Bies, D. A., & Hansen, C. H. (1980). *Flow resistance information for acoustical design*.

Bies, D. A., & Hansen, C. H. (2009). *Engineering Noise Control - Theory and practice* (S. Press Ed. 4th ed.).

Bloomberg. (2015). *The Jet Engine of the Future*.

Bogdanovic, D. (2014). *Calculation methods for predicting attenuation of parallel baffle type silencers*. (Master), Chalmers University of Technology, Division of Applied Acoustics.

Budynas, R., & Nisbett, K. (2006). *Shigley's Mechanical Engineering Design* (McGraw-Hill Ed. 8th ed.).

CFD Online. (2012). *Turbulence Intensity*. Retrieved from:
http://www.cfd-online.com/Wiki/Turbulence_intensity [Consultado a 15-12-2015].

Cory, W. B. (2005). *Fans and Ventilation, A Pratical Guide* (Elsevier Ed. 1st ed.).

Cox, J. T., & D'Antonio, P. (2004). *Acoustic Absorbers and Diffusers - Theory, design and application*: Spon Press.

Crocker, J. M. (1997). *Encyclopedea of Acoustics - Volume One*: John Wiley & Sons, Inc.

Delany, E. M., & Bazley, N. E. (1970). *Acoustical Properties of fibrous absorbent materials* (pp. 105-116). Applied Acoustics (3): Elsevier Publishing Company Ltd.

Douglas, F. J., Gasiorek, M. J., Swaffield, A. J., & Jack, B. L. (2005). *Fluid Mechanics* (5ª edição ed.). Edinburgh Gate, Harlow Pearson Education Limited.

Embleton, T. (1971). Mufflers. In L. L. Beranek (Ed.), *Noise and Vibration Control* (1st ed.): McGraw-Hill.

EN 779, (2012). Standard, British: *Particulate air filters for general ventilation - Determination of the filtration performance*.

EN 13053, (2001). Standard, British: *Ventilation for buildings - Air handling units - Ratings and performance for units, components and sections* European Committee for Standardization.

EN 1602, (2013) Standard, British: *Thermal insulating products for building applications. Determination of the apparent density*.

Fahy, F., & Gardonio, P. (2007). *Sound and Structural Vibration*. Oxford: Academic Press.

FLUENT. (2003). *Guidelines for Specification of Turbulence at Inflow Boundaries*. Retrieved from: <http://jullio.pe.kr/fluent6.1/help/html/ug/node178.htm> [Consultado a 17-12-2015].

Folkesson, K., & Lawrance, W. *Calculate ventilation Life Cycle Cost and count on savings*. Retrieved from: <http://www.flaktwoods.no/2e9b4b63-9dcf-4e09-a7a7-3257474e6da7> [Consultado a 20-07-2015].

Ginzburg, I. P. (1970). *Theory of Drag and Heat Transfer*. Leningrad.

Goodfellow, H., & Tähti, E. (2001). *Industrial Ventilation Design Guidebook*: Academic Press.

Guenther, P. F. (1998). Practical Solutions for Noise Control. *ASHRAE Journal*, 40 - n° 2(Solving Noise Control Problems).

Idel'chik, D. I. (1960). *Handbook of Hydraulic Resistance - Coefficients of Local Resistance and of Friction*. Jerusalem, 1966: Israel Program for Scientific Translations

IEA. (2010). *Energy Technology Perspectives 2010 - Scenarios & Strategies to 2050* (© OECD/IEA Ed. 2010 ed.).

IEA. (2013). *Transition to Sustainable Buildings - Strategies & Opportunities to 2050*.

IEA. (2014). *Key World Energy Statistics 2014*: OECD Publishing.

Ingard, U. (2010). *NOISE REDUCTION ANALYSIS*: Jones and Bartlett Publishers, LLC.

ISO 3746, (1995). Determination of sound power levels and sound energy levels of noise sources using sound pressure - Survey method using an enveloping measurement surface over a reflecting plane. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

ISO 5801, (2007). Industrial Fans - Performance testing using standardized airways. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

ISO 7235, (2009). Acoustics - Laboratory measurement procedures for ducted silencers and air-terminal units - Insertion loss, flow noise and total pressure loss. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

ISO 9053, (1991). Acoustics - Materials for acoustical applications - Determination of airflow resistance. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

ISO 14163, (1998). Acoustics - Guidelines for Noise Control by Silencers. Geneva, Switzerland: International Organization for Standardization.

Jacobsen, F. (2011). *Propagation of Sound Waves in Ducts - Acoustic Technology*. Technical University of Denmark.

Janssen, J. E. (1999). *The History of Ventilation and Temperature Control*. ASHRAE Journal.

Kinsler, L. E., Frey, A. R., Coppens, A. B., & Sanders, J. V. (2000). *Fundamentals of Acoustics*. USA: John Willey & Sons, Inc.

Kirby, R. (2005). *The influence of baffle fairings on the acoustic performance of rectangular splitter silencers*. Brunel University, Uxbridge, Middlesex, UB8 3PH, UK., School of Engineering and Design.

Kundu, P. K. a. C., Ira M. (2008). *Fluid Mechanics* (Elsevier Ed. Fourth Edition ed.).

Kühnl-Kinel, J. (2000). *The history of ventilation and air conditioning: Is CERN up to date with latest technological developments?* Retrieved from:
<http://st-div.web.cern.ch/st-div/workshop/ST2000WS/Proceedings/techno2/jkk.pdf> [Consultado a 19-08-2015].

Lapin, Y. V. (1982). *Turbulent Boundary Layer in Supersonic Gas Flows*. Moscow.

Long, M. (2006). *Architectural Acoustics*: Elsevier Inc.

Malcolm, C. J. (2007). *Handbook of Noise and Vibration Control*: John Wiley & Sons, Inc.

Mateus, D. (2008). *Acústica de Edifícios e Controlo de Ruído*.

Mechel, F. P. (2008). *Formulas of Acoustics* (Springer Ed. 2nd ed.).

Mechel, F. P. (1988) *Acoustic Parameters of Fibrous Sound Absorbing Materials* (Vol. I, Bericht BS 85/83 II, Bericht BS 75/82). Fraunhofer Ins. Bauphysik, Stuttgart, Germany.

Miki, Y. (1990). *Acoustical properties of porous materials – Modification of Delany-Bazley* - (pp. 19 - 24): J. Acoust. Soc. Jpn. (E)11.

Munjal, L. M. (1987). *Handbook - Acoustics of Ducts and Mufflers* (J. W. a. Sons Ed. 1st ed.).

Müller, G., & Möser, M. (2013). *Handbook of Engineering Acoustics* (Springer Ed.).

Nato, R. d. (2015). *O crescimento da População: o desafio determinante no século XXI*. Retrieved from:
http://www.nato.int/docu/review/2011/Climate-Action/Population_growth_challenge/PT/ [Consultado a 17-07-2015].

Oliveira, P. P. (2011). *Fundamentos de Termodinâmica Aplicada - Análise Energética e Exergética* (LIDEL Ed.).

- Patankar, S. V. (1980). *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Washington, D.C.: Hemisphere.
- Patankar, S. V., & Spalding, D. B. (1972). *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows* (Vol. 15). Int. J. Heat Mass Transfer.
- Peiró, J., & Sherwin, S. (2005). *Finite Difference, Finite Element and Finite Volume Methods for Partial Differential Equations*. In S. Yip (Ed.), *Handbook of Materials Modeling : Methods and Models* (Vol. I, pp. 28): Springer.
- Pottorff. Noise Control Products - *Rectangular Silencers* (pp. 4).
- Programme, U. N. E. (1972). Declaration of the United Nations Conference on the Human Environment. Retrieved from:
<http://www.unep.org/Documents.Multilingual/Default.asp?documentid=97&articleid=1503>
 [Consultado a 12-08-2016].
- Pérez-Lombard, L., Ortiz, J., & Pout, C. (2008). A review on buildings energy consumption information. *Energy and Buildings*, 40(3), 394 - 398. doi:<http://dx.doi.org/10.1016/j.enbuild.2007.03.007>
 [Consultado a 24-07-2015].
- Ramakrishnan, R., & Watson, R. W. (1991). *Design Curves for Rectangular Splitter Silencers Applied Acoustics*: Elsevier Science Publishers Ltd, England.
- Rockwool, (2015). Painei 231.652. Retrieved from:
<http://www.rockwool.pt/produtos+e+solu%C3%A7%C3%B5es/u/2011.product/3050/climatiza%C3%A7%C3%A3o/painei-231652> [Consultado a 08-02-2016].
- RWTH AACHEN, U. (2015).
- Sandometal. (2015). A Sandometal. Retrieved from: <http://www.sandometal.pt> [Consultado a 07-06-2015].
- Shengwei, M. (2011). *Top 5 misunderstandings on (good) mesh*. Retrieved from:
<http://caewatch.com/top-5-misunderstandings-on-good-mesh/> [Consultado a 23-11-2015].
- Solidworks. (2015a). *Advanced Boundary Cartesian Meshing Technology in SolidWorks Flow Simulation*. In D. Systèmes (Ed.), (Vol. Technical Paper).
- SOLIDWORKS. (2015). Dassault Systèmes (Version SP 1.1).
- Solidworks. (2015b). *Enhanced turbulence modeling in SolidWorks Flow Simulation* In D. Systèmes (Ed.), (Vol. Technical Paper).
- Solidworks. (2015c). *Technical Reference - SOLIDWORKS Flow Simulation 2015*. In D. Systèmes (Ed.).
- Su, X. (2011). *Acoustics of parallel baffles muffler with Micro-perforated panels*. (Master), KTH - Aeronautical and vehicle Engineering, Stockholm.
- Sugarman, S. C. (2005). *HVAC Fundamentals* (S. C. Sugarman Ed.): The Fairmont Press, Inc.
- Van Driest, E. R. (1956). On Turbulent Flow Near a Wall. *Aeronautical Sciences* 23.

Ver, I. L., & Beranek, L. L. (2006). *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and applications* (I. John Wiley and Sons Ed. 2nd ed.).

Versteeg, H. K., & Malalasekera, W. (1995). *An introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method* (1st ed.).

Vér, I. L., & Beranek, L. L. (2006). *Noise and Vibration Control Engineering: Principles and applications* (I. John Wiley and Sons Ed. 2nd ed.).

Wang, S. K. (2000). *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration* (McGraw-Hill Ed. 2nd ed.).

White, F. M. (1991). *Viscous Fluid Flow* (McGraw-Hill Ed. 2 ed.).

White, F. M. (1994). *Fluid Mechanics* (McGraw-Hill Ed. 4th ed.).

Wilcox, C. D. (2006). *Turbulence Modeling for CFD* (3 ed.): DCW Industries, Inc.

Zamora, B., Kaiser, S. A., Lucas, M., & Ruiz, J. (2011). *Analysis of Air-Water droplet motion through cooling tower drift eliminators, including comparative efficiency evaluations of several types of devices, by numerical investigation*. (pp. 7). Universidad Politécnica de Cartagena: Technology and Knowledge Transfer e-Bulletin.

Anexos

Anexo A - Complemento à Previsão Acústica

Apresenta-se em caso de interesse, as restantes curvas que caracterizam a previsão da constante de atenuação em função da frequência incidente, desenvolvida por *Ingard*, para relação de área livre de 0,2, 0,3 e 0,4 e com uma amplitude de valores para o parâmetro normalizado de material - resistência ao fluxo – a variar entre 0,25 até 32.

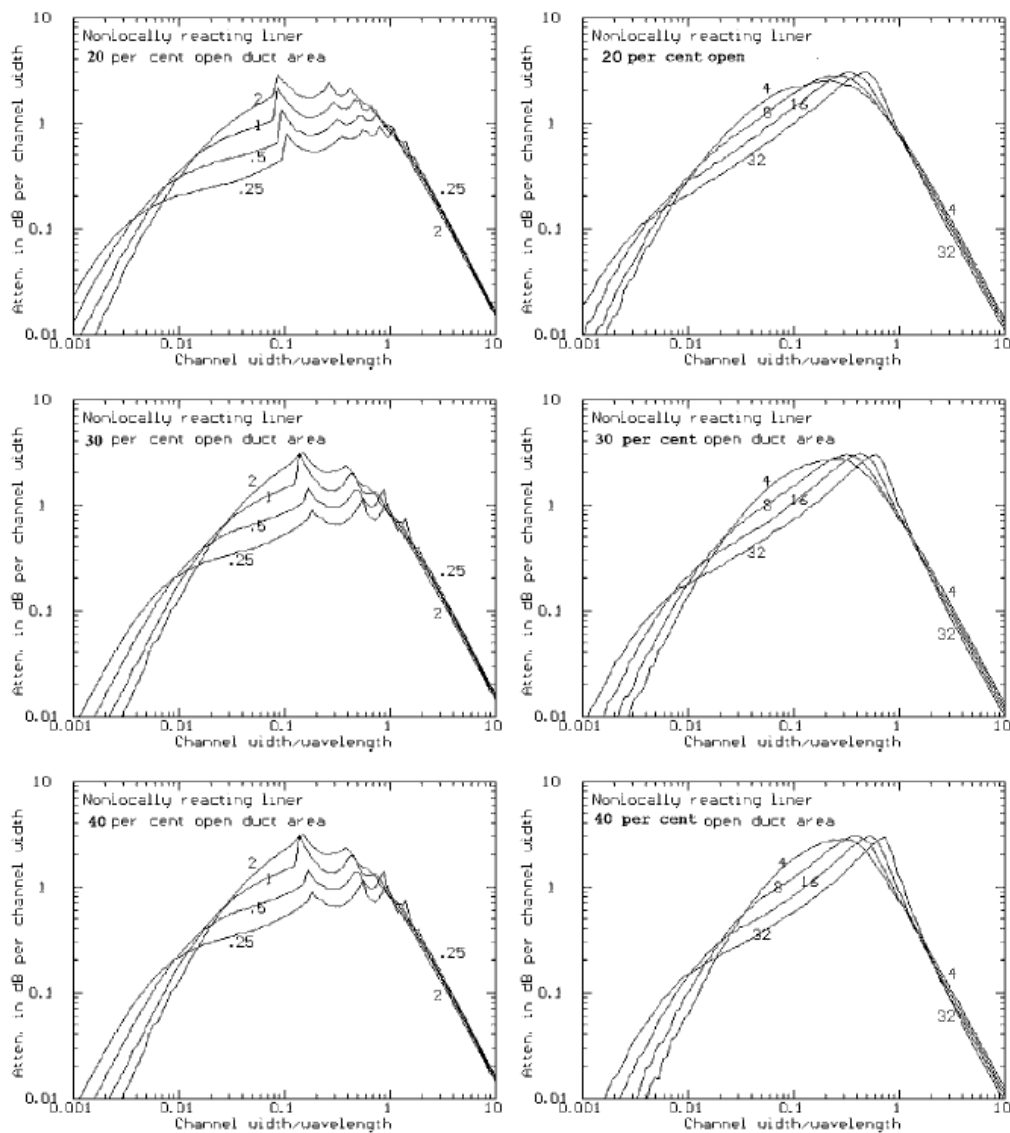


Gráfico de previsão da constante de atenuação normalizada (dB) por comprimento relativo à meia distância entre septos, numa secção de conduta revestida (Ingard, 2010, p. 262).

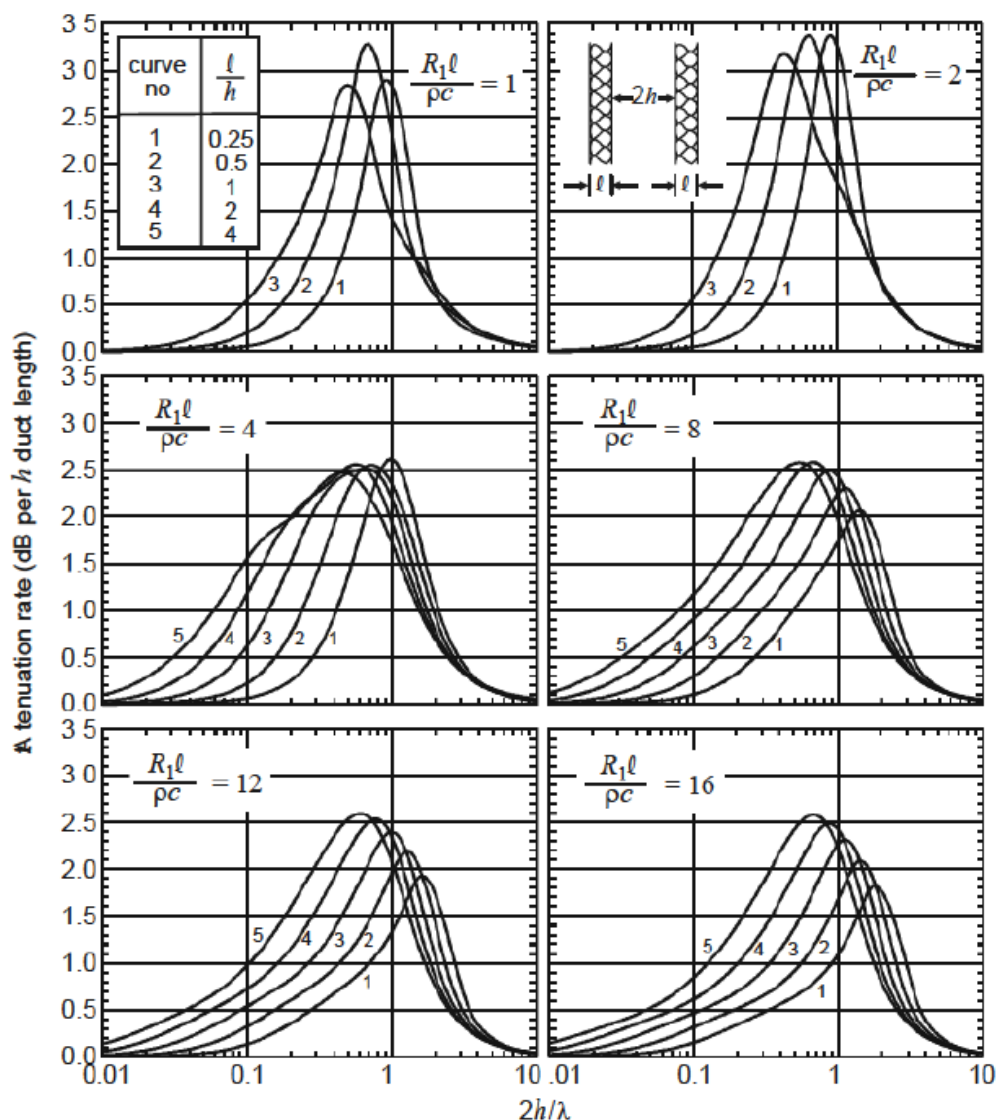


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, com absorber bulk reacting sem proteção adicional nem escoamento considerado (Bies & Hansen, 2009, p. 483).

Seguem-se as curvas de previsão da constante de atenuação, desenvolvidas no modelo de *Bies e Hansen*, para diferentes valores do parâmetro adimensional R , material absorber do tipo *bulk reacting*, sem e com escoamento considerado respetivamente ilustradas pelas Figuras. A mesma referência, disponibiliza também gráficos de previsão para sistema de exaustão (i.e. sentido do escoamento e propagação sonoro opostos), material absorber tipo *locally-reacting* e o efeito implícito pelo acoplamento de métodos de previsão e anti-desgaste nos atenuadores, i.e. películas plásticas ou painéis perfurados.

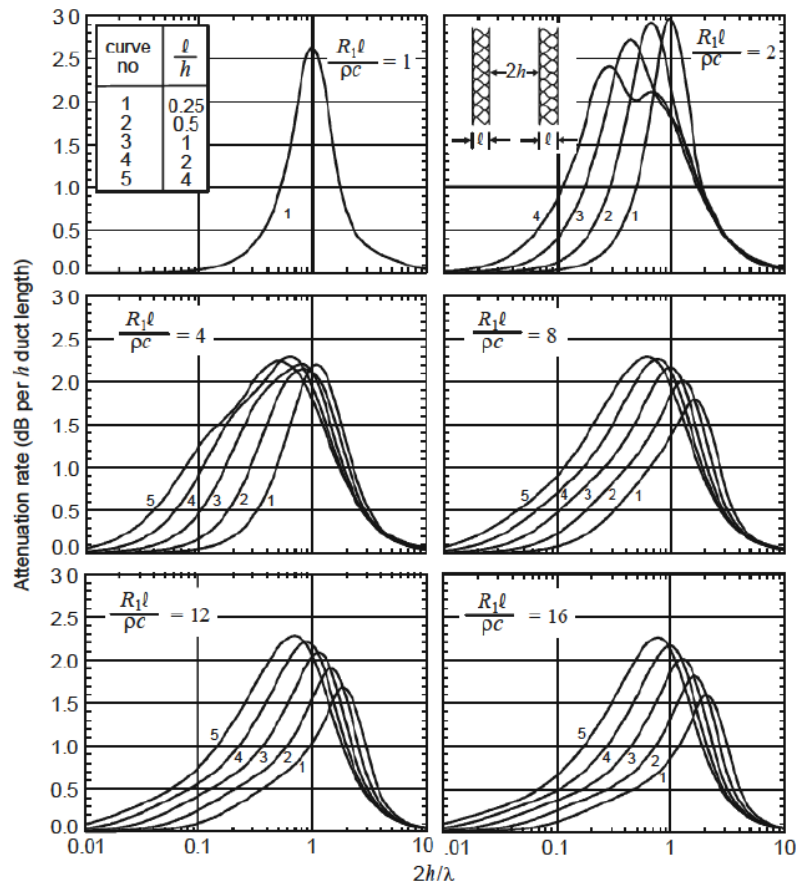


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, com absorvor bulk reacting sem proteção adicional, com escoamento (+ 0,1 Ma) (Bies & Hansen, 2009, p. 484).

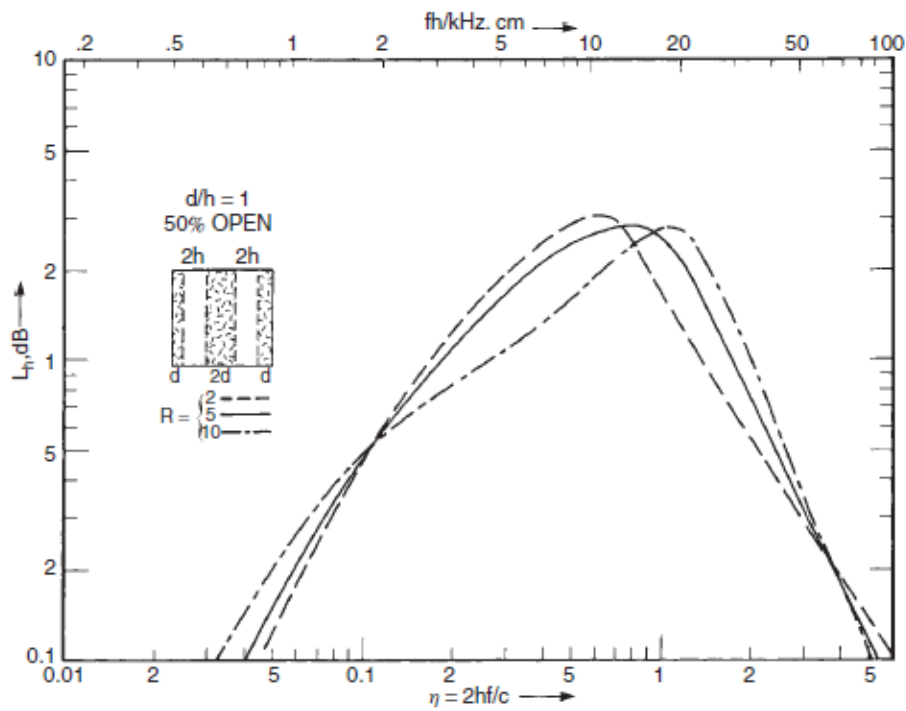


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção com uma relação adimensional geométrica $d/h=1$ (Vér & Beranek, 2006, p. 319).

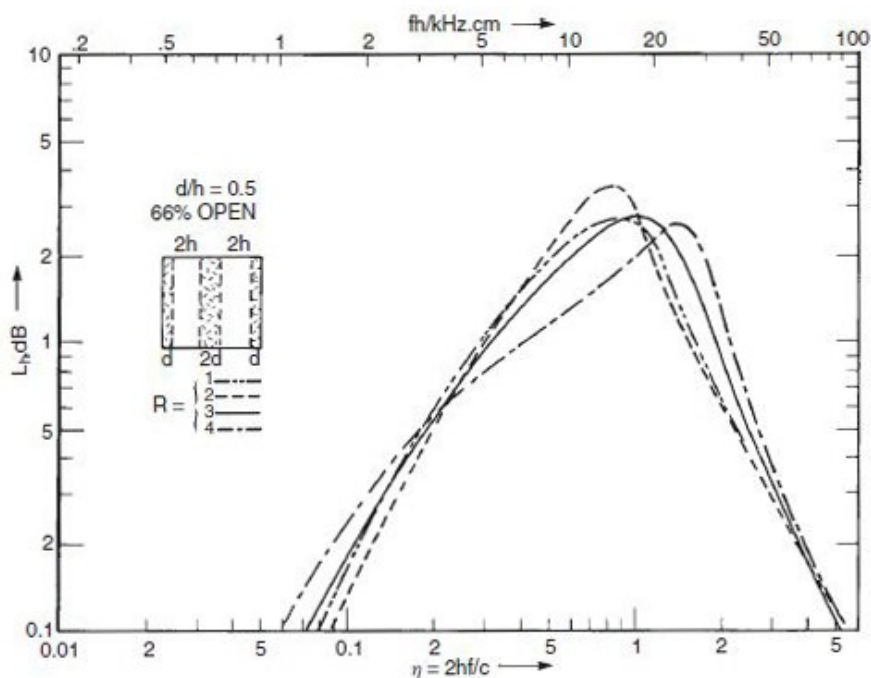


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, numa secção com uma relação adimensional geométrica $d/h=0,5$ (Vér & Beranek, 2006, p. 318).

As Figuras completam a resposta, da constante de atenuação acústica do modelo desenvolvido por *Munjál, Vér e Galaitsis*, para dois valores diferentes - 1 e 0,5 respetivamente - do parâmetro que estabeleça a relação de área livre na secção.

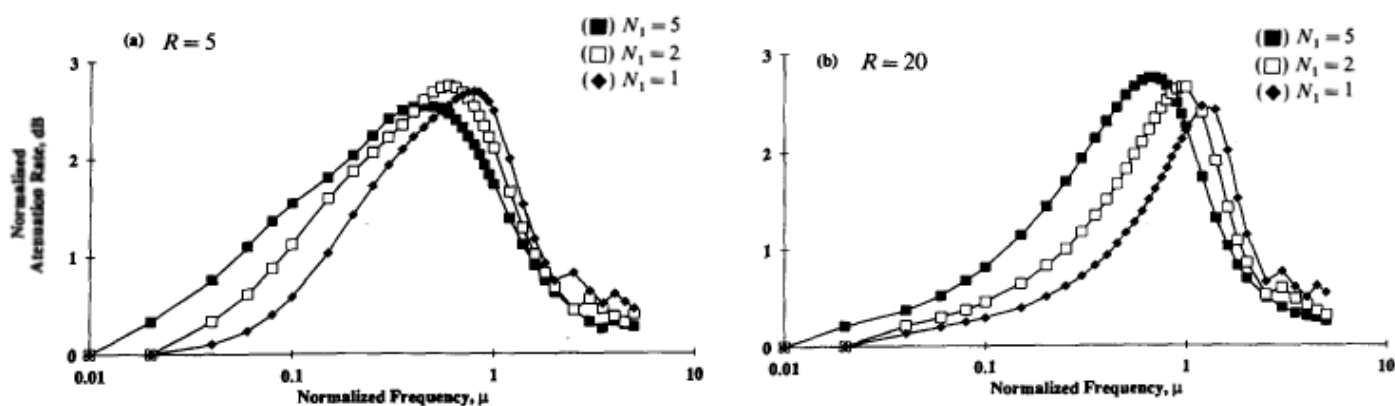


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, para um parâmetro de resistência ao fluxo igual a 5 e 20 (Ramakrishnan & Watson, 1991).

Por último enuncia-se a segunda parte do modelo desenvolvido por *Ramakrishnan e Watson*, já ilustrado anteriormente pela Figura (2.43). De forma bastante eficiente e um pouco à imagem de *Munjál, Vér e Galaitsis*, também aqui é feita uma pequena avaliação da influência dos parâmetros adimensionais na constante de atenuação acústica. Na primeira parte do modelo *Ramakrishnan e Watson* representam três gráficos distintos, onde para cada valor da variável de resistividade ao fluxo, são experimentados três valores diferentes do parâmetro adimensional N_l . Na segunda parte os autores variam mais três valores do parâmetro N_l (i.e. diferentes dos valores experimentados na primeira parte do modelo) e registam a resposta do material para três valores da resistência ao fluxo. Em suma, o modelo regista a resposta de três valores diferentes do parâmetro adimensional R para seis valores diferentes do parâmetro

adimensional N_1 e ainda avalia a influência da fixação de cada um destes parâmetros, alternadamente, na resposta acústica do modelo.

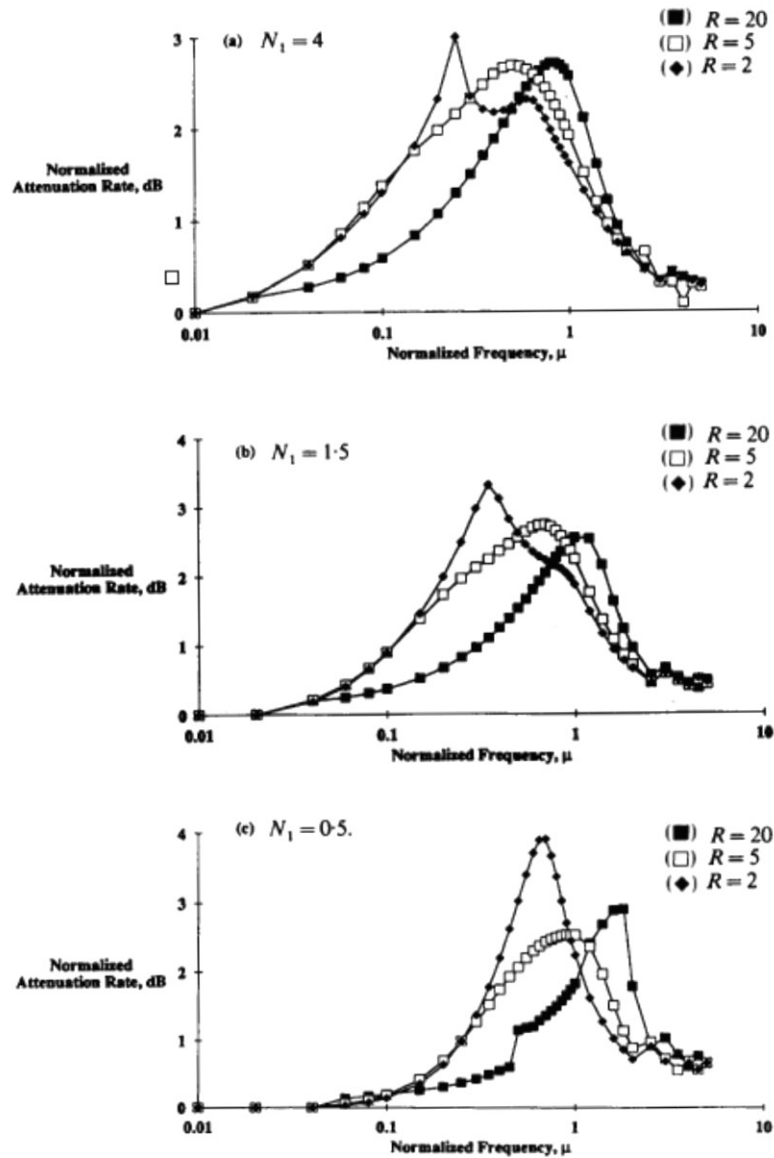
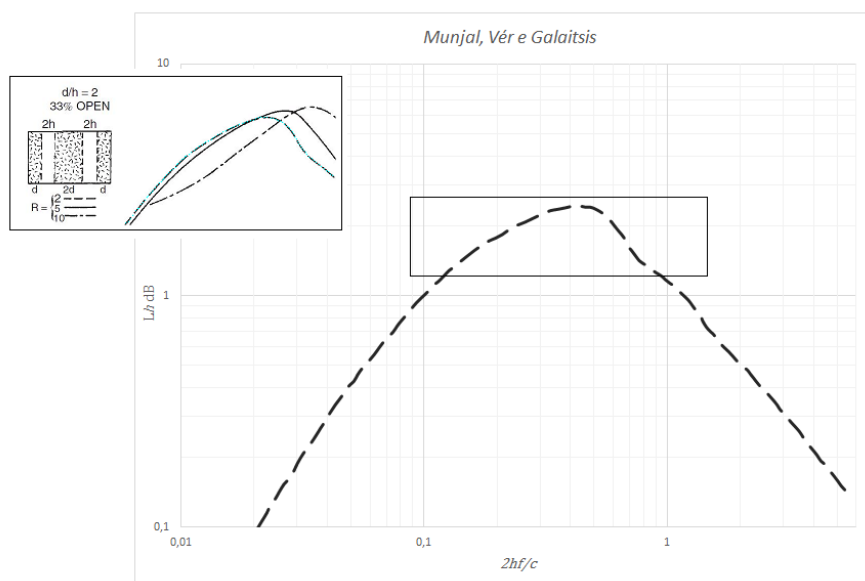


Gráfico de previsão da constante de atenuação (dB) por comprimento normalizada pela meia distância entre septos, para um parâmetro de resistência ao fluxo igual a 2, 5 e 20 e três valores de N_1 (Ramakrishnan & Watson, 1991).



Representação da técnica utilizada na obtenção do conjunto de valores que delinea a curva de resposta da constante de atenuação acústica da secção em cada modelo analisado.

A figura representa a técnica de extrapolação do conjunto de valores, que define as diversas curvas de resposta da constante de atenuação para cada referência analisada. Na figura está ilustrado o gráfico de desempenho dessa mesma constante, recriado com o conjunto de valores extrapolado do gráfico original (ilustrado na figura 2.42). No canto superior esquerdo da figura, é possível ver-se parte do mesmo, onde a curva de interesse pode ser facilmente comparada com o gráfico derivado da mesma. Em cada curva, de cada modelo, foram utilizados mais de 150 pontos para diminuir o erro inerente à técnica utilizada.

Silencer unit size 'M' (mm)	d/h	Silencer length (mm)	Attenuation rate (dB in octave bands)						
				2	3	4	5	6	7
305	2	1 525	^a	8	20	38	50	50	34
			^b	8	20	38	50	50	34
305	1	915	^a	1	5	14	26	17	7
			^b	1	5	14	26	17	7
408	3-2	1 525	^a	14	24	37	50	50	25
			^b	14	24	37	50	50	25
408	1-13	1 525	^a	6	13	25	30	16	8
			^b	6	13	25	30	16	5
610	2	2 135	^a	14	22	36	47	29	13
			^b	14	22	36	47	27	9
610	1-4	1 525	^a	8	13	21	26	12	7
			^b	8	13	21	26	10	3
610	1-4	2 775	^a	13	26	39	50	21	14
			^b	13	26	39	50	21	9
760	2	1 525	^a	8	13	22	28	12	8
			^b	8	13	22	28	12	3
760	1	1 525	^a	6	11	18	16	7	6
			^b	6	11	16	15	4	1
910	2	1 525	^a	7	11	19	22	10	7
			^b	7	11	19	22	8	2
910	1	1 525	^a	5	9	18	14	7	5
			^b	5	9	14	10	2	0

A1 - Resultado numérico obtido para diversas secções acústicas com recurso a atenuadores dissipativos, para comparação entre o modo fundamental de propagação (a) e os modos superior de propagação (b) (Ramakrishnan & Watson, 1991).

<u>Empresa</u>	Largura 2h (mm)	Espessura 2d (mm)	Parâmetro A_L	Comprimento Atenuador (mm)	Fator de Comprimento	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Hidria	50	100	2	1000	40	5	10	19	28	34	33	23	17
Trox - Teknik	40	100	2,5	1000	50	4	8	19	29	46	50	39	32
Trox - Teknik	60	200	3,33(3)	1000	33,33(3)	5	12	19	39	50	50	31	23
Tecno - Ventil	100	200	2	900	18	5	9	16	30	39	39	31	26
Lindab	60	200	3,33(3)	1000	33,33(3)	5	11	23	34	48	43	28	20
SAFID	100	200	2	900	18	8	12	22	37	50	46	36	31
FläktWoods	50	100	2	900	36	8	16	27	45	55	55	55	50
FläktWoods	75	100	1,33(3)	900	24	6	11	19	34	45	45	39	28

A2 - Síntese dos coeficiente de atenuação para a banda de oitavas principal consultadas em catálogo para diversas empresas especializadas no ramo.

Note-se, que apesar da maioria dos parâmetros apresentarem valores semelhantes entre ambos, não é de todo aconselhável uma comparação direta entre modelos. Isto porque, a cada um estão associadas configurações diferentes e materiais diferentes medidos em condições diferentes. Os valores aqui apresentados servem exclusivamente como referência e não apresentam qualquer rigor científico premeditado que permita estabelecer uma base de comparação direta.

Anexo B – Relatório *Flow Simulation*

Apresenta-se um relatório completo criado pelo *Flow Simulation*, de um ponto de funcionamento ensaiado para o modelo bidimensional.

Relatório Completo

Product	Flow Simulation 2015 SP1.0. Build: 2948
Computer name	GUILHERME DUARTE
Processors	AMD FX(tm)-9370 Eight-Core Processor
Memory	32682 MB / 134217727 MB
Operating system	(Build 9600)
CAD version	SOLIDWORKS 2015 SP1.1
CPU speed	4410 MHz

Informação Geral

Units system	SI (m-kg-s)
Analysis type	Internal
Exclude cavities without flow conditions	On
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Z

Condições Iniciais

Initial Mesh Settings:

Automatic initial mesh: **Off** – Este parâmetro nunca foi utilizado ao longo de todo o desenvolvimento do modelo numérico.

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	75
Number of cells in Y	1
Number of cells in Z	415

Control Planes – Planos de densificação de malha manual

Control planes in X direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
X1	-0.479	0.479	-	1.0000000

Control planes in Y direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
Y1	-0.002	0.002	-	1.0000000

Control planes in Z direction

Name	Minimum	Maximum	Number of cells	Ratio
------	---------	---------	-----------------	-------

Z1	-2.455	-0.924	45	2.2000000
Z2	-0.924	2.210	250	1.0000000
Z3	2.210	5.508	120	0.5555556

Solid/Fluid Interface

Small solid features refinement level	2
Curvature refinement level	1
Curvature refinement criterion	0.644 rad
Tolerance refinement level	2
Tolerance refinement criterion	2.500e-004 m

Refining cells

Refine fluid cells	1
Refine partial cells	Off
Refine solid cells	Off

Local Mesh Settings – Especificação local da malha utilizada nos perfis aerodinâmicos, paredes e secção acústica.

Parede de conduta

Components	Face <5Boss-Extrude1> Face <4Boss-Extrude1> Face <6Boss-Extrude1> Face <2Boss-Extrude1> Face <1Boss-Extrude1> Face <3Boss-Extrude1>
Solid/fluid interface	Small solid features refinement level: 4 Curvature refinement level: 0 Curvature refinement criterion: 0.644 rad Tolerance refinement level: 0 Tolerance refinement criterion: 0.001 m
Refining cells	Refine fluid cells: Off Refine solid cells: Off Refine partial cells: On Level of refining partial cells: 1
Narrow channels	Advanced narrow channel refinement: Off

Perfis no módulo

Components	Face <3Boss-Extrude1> Face <9Boss-Extrude1> Face <12Boss-Extrude1> Face <15Boss-Extrude1> Face <6Boss-Extrude1> Face <22Boss-Extrude1> Face <7Boss-Extrude1> Face <16Boss-Extrude1> Face <20Boss-Extrude1> Face <14Boss-Extrude1> Face <2Boss-Extrude1> Face <4Boss-Extrude1> Face <23Boss-Extrude1> Face <21Boss-Extrude1> Face <10Boss-Extrude1> Face <11Boss-Extrude1> Face <18Boss-Extrude1> Face <1Boss-Extrude1> Face <19Boss-Extrude1> Face <5Boss-Extrude1> Face <8Boss-Extrude1> Face <13Boss-Extrude1> Face <17Boss-Extrude1> Face <24Boss-Extrude1>
Solid/fluid interface	Small solid features refinement level: 1 Curvature refinement level: 0

	Curvature refinement criterion: 0.318 rad Tolerance refinement level: 0 Tolerance refinement criterion: 0.249 m
Refining cells	Refine fluid cells: On Level of refining fluid cells: 2 Refine solid cells: Off Refine partial cells: On Level of refining partial cells: 3

Atenuadores Acústicos

Components	Face <66Mirror1> Face <49Boss-Extrude2> Face <14Mirror1> Face <12Boss-Extrude2> Face <16Boss-Extrude2> Face <41Boss-Extrude2> Face <37Boss-Extrude2> Face <29Mirror1> Face <59Boss-Extrude2> Face <57Cut-Extrude3> Face <9Boss-Extrude2> Face <67Boss-Extrude2> Face <53LPattern1> Face <38LPattern1> Face <19Mirror1> Face <44Boss-Extrude2> Face <40Boss-Extrude2> Face <33LPattern1> Face <31LPattern1> Face <17Mirror1> Face <7Boss-Extrude2> Face <69Boss-Extrude2> Face <65Boss-Extrude2> Face <64Boss-Extrude2> Face <60Mirror1> Face <4Mirror1> Face <2LPattern1> Face <26Mirror1> Face <1Mirror1> Face <63LPattern1> Face <10Mirror1> Face <8Boss-Extrude2> Face <6LPattern1> Face <68Boss-Extrude2> Face <43LPattern1> Face <39Boss-Extrude2> Face <28Mirror1> Face <5Boss-Extrude2> Face <56Boss-Extrude2> Face <52Mirror1> Face <47Mirror1> Face <72Boss-Extrude2> Face <70Boss-Extrude2> Face <36Boss-Extrude2> Face <62Mirror1> Face <3Boss-Extrude2> Face <30Cut-Extrude3> Face <20Mirror1> Face <13Boss-Extrude2> Face <55Boss-Extrude2> Face <51Cut-Extrude3> Face <42Boss-Extrude2> Face <25Mirror1> Face <24Boss-Extrude2> Face <18Boss-Extrude2> Face <61Boss-Extrude2> Face <54LPattern1> Face <50Boss-Extrude2> Face <48LPattern1> Face <46Boss-Extrude2> Face <32LPattern1> Face <27Cut-Extrude3> Face <22Boss-Extrude2> Face <21Cut-Extrude3> Face <15LPattern1> Face <11Boss-Extrude2> Face <71Boss-Extrude2> Face <58Mirror1> Face <45Boss-Extrude2> Face <35Cut-Extrude3> Face <34Mirror1> Face <23Boss-Extrude2>
Solid/fluid interface	Small solid features refinement level: 4 Curvature refinement level: 1 Curvature refinement criterion: 0.644 rad Tolerance refinement level: 6 Tolerance refinement criterion: 2.500e-004 m
Refining cells	Refine fluid cells: On Level of refining fluid cells: 2 Refine solid cells: Off Refine partial cells: On Level of refining partial cells: 3
Narrow channels	Advanced narrow channel refinement: On Characteristic number of cells across a narrow channel: 5 Narrow channels refinement level: 2 The minimum height of narrow channels: Off The maximum height of narrow channels: Off

Domínio Numérico

Size

X min	-0.478 m
X max	0.478 m
Y min	-0.002m
Y max	0.002 m
Z min	-2.455 m

Z max	5.508 m
-------	---------

Condições Fronteira – Modelo Dimensional

2D plane flow	XZ - plane flow
At X min	Default
At X max	Default
At Y min	Symmetry
At Y max	Symmetry
At Z min	Default
At Z max	Default

Physical Features

Heat conduction in solids: Off

Time dependent: Off

Gravitational effects: Off

Rotation: Off

Flow type: Laminar and Turbulent

High Mach number flow: Off

Humidity: Off

Default roughness: 0 micrometer (Foram especificadas diretamente em cada material)

Default wall conditions: Adiabatic wall

Condições Iniciais

Thermodynamic parameters	Static Pressure: 101325.00 Pa Temperature: 291.20 K
Velocity parameters	Velocity vector Velocity in X direction: 0 m/s Velocity in Y direction: 0 m/s Velocity in Z direction: 1.000 m/s

Material Settings - **Fluids : Air**

Condições Fronteira

Inlet Velocity

Type	Inlet Velocity
Faces	Face<466>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	Z
Flow parameters	Flow vectors direction: Normal to face Velocity normal to face: 1.827 m/s Fully developed flow: No

Thermodynamic parameters	Approximate pressure: 101325.00 Pa Temperature: 291.20 K
Turbulence parameters	Boundary layer parameters

Outlet Total Pressure

Type	Total pressure
Faces	Face<493>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Face Coordinate System
Reference axis	Z
Thermodynamic parameters	Total Pressure: 101525.00 Pa Temperature: 291.20 K
Turbulence parameters	Boundary layer parameters

Absorvor Acústico - Lã de Rocha

Type	Real wall
Faces	Face<467>@Mirror1 Face<468>@Cut-Extrude3 Face<469>@Cut-Extrude3 Face<470>@Mirror1 Face<471>@LPattern1 Face<472>@LPattern1 Face<473>@Mirror1 Face<474>@Mirror1 Face<475>@Mirror1 Face<476>@Mirror1 Face<477>@LPattern1 Face<478>@Mirror1 Face<479>@LPattern1 Face<480>@Mirror1 Face<481>@Mirror1 Face<482>@Mirror1 Face<483>@LPattern1 Face<484>@LPattern1 Face<485>@Mirror1 Face<486>@Cut-Extrude3 Face<487>@Mirror1 Face<488>@Cut-Extrude3 Face<489>@LPattern1 Face<490>@LPattern1
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Z
Roughness	900.0 micrometer

Módulo Acústico - Alumínio

Type	Real wall
Faces	Face<491>@Boss-Extrude1 Face<492>@Boss-Extrude1
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Z
Roughness	50.0 micrometer

Aço Galvanizado

Type	Real wall
Faces	Face<494>@LPattern1 Face<495>@Boss-Extrude2 Face<496>@Boss-Extrude1 Face<497>@Boss-Extrude1 Face<498>@Boss-Extrude2 Face<499>@LPattern1 Face<500>@Boss-Extrude2 Face<501>@Cut-Extrude3 Face<502>@Boss-Extrude1 Face<503>@Boss-Extrude1 Face<504>@Boss-Extrude1 Face<505>@Boss-Extrude1 Face<506>@Mirror1 Face<507>@Mirror1 Face<508>@Mirror1 Face<509>@Boss-Extrude1 Face<510>@Boss-Extrude1 Face<511>@Mirror1 Face<512>@LPattern1 Face<513>@Cut-Extrude3 Face<514>@Boss-Extrude1 Face<515>@Boss-Extrude1 Face<516>@Mirror1 Face<517>@Boss-Extrude2 Face<518>@LPattern1

	Face<519>@Boss-Extrude1 Face<520>@Boss-Extrude1 Face<521>@LPattern1 Face<522>@Mirror1 Face<523>@Boss-Extrude2 Face<524>@Boss-Extrude1 Face<525>@Boss-Extrude2 Face<526>@Boss-Extrude2 Face<527>@Boss-Extrude2 Face<528>@Boss-Extrude2 Face<529>@Boss-Extrude2 Face<530>@Boss-Extrude2 Face<531>@Boss-Extrude1 Face<532>@Mirror1 Face<533>@Boss-Extrude2 Face<534>@Boss-Extrude1 Face<535>@Boss-Extrude2 Face<536>@Mirror1 Face<537>@Boss-Extrude2 Face<538>@Boss-Extrude1 Face<539>@Boss-Extrude1 Face<540>@Boss-Extrude2 Face<541>@Mirror1 Face<542>@Cut-Extrude3 Face<543>@Boss-Extrude1 Face<544>@Boss-Extrude1 Face<545>@Boss-Extrude1 Face<546>@Boss-Extrude1 Face<547>@Boss-Extrude2 Face<548>@Boss-Extrude1 Face<549>@LPattern1 Face<550>@Mirror1 Face<551>@Mirror1 Face<552>@Boss-Extrude1 Face<553>@Boss-Extrude1 Face<554>@Boss-Extrude1 Face<555>@LPattern1 Face<556>@Cut-Extrude3 Face<557>@Boss-Extrude2 Face<558>@Boss-Extrude2 Face<559>@Boss-Extrude1 Face<560>@Boss-Extrude2 Face<561>@Boss-Extrude2 Face<562>@Boss-Extrude2 Face<563>@Boss-Extrude2 Face<564>@Mirror1 Face<565>@Boss-Extrude2 Face<566>@Boss-Extrude1 Face<567>@Boss-Extrude1 Face<568>@Boss-Extrude2 Face<569>@Boss-Extrude2 Face<570>@Boss-Extrude2 Face<571>@Boss-Extrude2 Face<572>@Boss-Extrude2 Face<573>@Boss-Extrude2
Coordinate system	Global coordinate system
Reference axis	Z
Roughness	150.0 micrometer

Goals – Objetivos escolhidos para a convergência do processo iterativo

Global Goals

GG Av Total Pressure, Static Pressure, Turbulent Viscosity, Velocity

Type	Global Goal
Goal type	Total Pressure, Static Pressure, Turbulent Viscosity, Velocity
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

GG Bulk Av Total Pressure, Static Pressure, Turbulent Viscosity

Type	Global Goal
Goal type	Total Pressure, Static Pressure, Turbulent Viscosity, Velocity
Calculate	Average value
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Point Goals

PG Total Pressure_Montante 1, 2, 3

Type	Point Goal
Goal type	Total Pressure
Coordinate system	Global coordinate system
Name	Point7@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1 Point8@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1 Point9@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1

X	0.235 m; 1.665e-016 m; -0.235 m
Y	-2.220e-016 m
Z	-0.619 m
Criteria	0.10 Pa
Use in convergence	On

PG Total Pressure_Jusante 1, 2, 3

Type	Point Goal
Goal type	Total Pressure
Coordinate system	Global coordinate system
Name	Point15@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1 Point16@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1 Point17@Sketch6@Caixa-1@Montagem_1
X	0.235 m; 1.665e-016 m; -0.235 m
Y	-2.220e-016 m
Z	1.3 m
Criteria	0.15 Pa
Use in convergence	On

Surface Goals

SG Volume Flow Rate_Inlet, Outlet

Type	Surface Goal
Goal type	Volume Flow Rate
Faces	LID4-1@Montagem_1 LID5-1@Montagem_1
Coordinate system	Global coordinate system
Use in convergence	On

Calculation Control Options

Finish Conditions

Finish Conditions	All satisfied
Maximum travels	5
Goals convergence	Analysis interval: 5.000000e-001

Solver **Refinement** – Ferramenta de refinamento automático

Refinement level	2
Approximate maximum cells	1000000
Refinement strategy	Tabular refinement
Units	Travels
Relaxation interval	3
Refinements	1, 2

Resultados

General Info

Iterations: 1718

CPU time: 17146 s

Calculation Mesh

Basic Mesh Dimensions

Number of cells in X	70
Number of cells in Y	1
Number of cells in Z	415

Number Of Cells

Total cells	541055
Fluid cells	323886
Solid cells	83551
Partial cells	133618
Irregular cells	0
Trimmed cells	0

Maximum refinement level: 6

Goals

Name	Unit	Value	Progress	Use in convergence	Delta	Criteria
GG Av Turbulent Viscosity	Pa*s	0.0037	100	On	7.83172672e-006	2.9397451e-005
GG Bulk Av Dynamic Pressure	Pa	2.65	100	On	0.000130255132	0.00433916435
GG Bulk Av Static Pressure	Pa	101525.98	100	On	0.00414768122	0.116476237
GG Bulk Av Total Pressure	Pa	101528.63	100	On	0.00417405656	0.116483222
GG Bulk Av Turbulent Viscosity	Pa*s	0.0037	100	On	7.83147221e-006	2.93965204e-005
GG Bulk Av Velocity	m/s	1.969	100	On	6.96736607e-005	0.000653762891
PG Total Pressure_Jusante(1)	Pa	101524.74	100	On	0.0919417365	0.1
PG Total Pressure_Jusante(2)	Pa	101523.68	100	On	0.0108557035	0.1
PG Total Pressure_Jusante(3)	Pa	101524.53	97	On	0.103336508	0.1
PG Total Pressure_Montante(1)	Pa	101537.18	100	On	0.0130060412	0.1
PG Total Pressure_Montante(2)	Pa	101537.47	100	On	0.0116404182	0.1

PG Total Pressure_Montante(3)	Pa	101537.15	100	On	0.0103767486	0.1
----------------------------------	----	-----------	------------	-----------	--------------	-----

Min/Max Table

Name	Minimum	Maximum
Pressure [Pa]	101506.90	101537.66
Temperature [K]	291.18	291.20
Density (Fluid) [kg/m ³]	1.21	1.21
Velocity [m/s]	0	6.192
Velocity (X) [m/s]	-5.567	5.542
Velocity (Y) [m/s]	-9.086e-016	4.511e-016
Velocity (Z) [m/s]	-1.723	5.784
Temperature (Fluid) [K]	293.18	293.20
X (cartesian) [m]	-0.477	0.478
Mach Number []	0	0.02
Velocity RRF (X) [m/s]	-5.567	5.542
Velocity RRF (Y) [m/s]	-9.086e-016	4.511e-016
Velocity RRF (Z) [m/s]	-1.723	5.784
Total Pressure [Pa]	101506.90	101551.69
Shear Stress [Pa]	0	0.78
Relative Pressure [Pa]	-18.91	11.85
Dynamic Viscosity [Pa*s]	1.8145e-005	1.8147e-005
Heat Transfer Coefficient [W/m ² /K]	0	0
Surface Heat Flux [W/m ²]	0	0
Turbulent Viscosity [Pa*s]	3.0069e-011	0.0072
Turbulence Intensity [%]	0.26	1000.00
Turbulent Energy [J/kg]	6.649e-006	1.876
Boundary Layer Thickness [m]	1.781e-004	0.478
Boundary Layer Type []	0	1.0000000